

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE INGENIERÍA
NAVAL Y OCEÁNICA



PROYECTO FINAL DE CARRERA

“Diseño y desarrollo de un IMOCA Open 60”

Titulación: Ingeniería Naval y Oceánica

Alumno: José Luis Ortín Montesinos

Director de proyecto: Leandro Ruiz Peñalver



Agradecimientos

Agradezco al profesor del Departamento de Construcción Naval de la UPCT, José Enrique Gutiérrez Romero, la atención y el apoyo mostrado con la parte hidrodinámica de este proyecto, así como al profesor del departamento de mecánica de la UPCT Gregorio Munuera Saura por los consejos relativos al estudio del comportamiento en la mar. Del mismo modo agradezco al profesor Humberto Martínez Barberá, de la UMU, su generosidad y ayuda al facilitarme el software *jSDN Yacht Designer* para el diseño del plano vélico y a Daniel Sá por la atención mostrada al solucionar muchas de las dudas surgidas con el software *Tdyn*.

Igualmente agradezco al navegante Javier Sansó la gran ayuda y paciencia prestada al responder a cada una de las dudas que me surgían en lo referente a los apéndices.

Así mismo mi agradecimiento a cuantos profesores de la Escuela de Ingeniería Naval y Oceánica de la UPCT han colaborado en mi formación, haciendo posible este proyecto final de carrera.

Finalmente, y para terminar, quiero agradecer a mi familia todo el apoyo y el ánimo durante estos años de estudio y a mis compañeros por soportarme en el día a día.

Sin todos ellos no habría sido posible la realización de este proyecto.

Introducción del PFC

El diseño de un velero de competición no es muy común debido al sector tan reducido que se dedica a este campo, por ello resulta complicado desarrollar un estudio detallado sobre este tipo de embarcaciones dada su escasa información. Hay que entender que los datos sobre coeficientes de formas, cartilla de trazado, pesos, y materiales es confidencial en prácticamente todos los casos, ya que se ha necesitado de una gran cantidad de dinero y tiempo para su desarrollo.

Este proyecto trata de especificar todo el desarrollo tanto de formas como de distribución de volúmenes y pesos, estudio de la jarcia, sistema vélico, sistema propulsivo y energético y la estructura de un IMOCA Open 60. IMOCA hace referencia a *“International Monohull Open Class Association”*, esta es una asociación internacional relacionada con la competición deportiva a vela que se encarga de administrar la clase “Open” de monocascos. Dicha asociación es responsable de defender y actualizar las reglas de la clase, con la adición de ayudar a co-organizar eventos que incluyan dicho tipo de veleros y promover su uso. La palabra Open en sí misma viene a resumir el hecho de que no son monotipos ni son todos los veleros exactamente iguales; es una rule-box. Es decir, una serie de normas que determinan ciertas características mínimas o máximas que deben cumplir las embarcaciones que vayan a estar dentro de esta clase. Pero a la vez se deja bastante margen para la innovación y el desarrollo de nuevas ideas, bastante revolucionarias en este tipo de veleros. En general la mayor parte de las reglas que se recogen son para garantizar la seguridad de las embarcaciones y de los patrones en las regatas que realizan.

Los IMOCA Open 60 son veleros con una gran superficie vélica, hechos y diseñados para participar en regatas oceánicas, transatlánticas y circunnavegaciones con una tripulación reducida de una o dos personas, destacando entre ellas la regata más dura, la Vendée Globe. Esta consiste en circunnavegar el globo en sentido Oeste-Este, saliendo de la región francesa de Bretaña, concretamente de Les Sables D’Olonne, en el finisterre francés, dejando por babor los tres grandes cabos: Buena Esperanza en Sudáfrica, Leewin en Australia y Hornos en Sudamérica, para volver por el Atlántico al punto de partida. Dado que las borrascas en el océano sur que rodea a la Antártida van también en sentido Oeste-Este, estos barcos se han diseñado siempre para aprovecharse principalmente de vientos portantes, esto es, del través y de popa, por ello tienen una gran manga en la popa, para provocar las grandes planeadas en los mares del sur. En los últimos años con la adición de quillas pivotantes aún tienen mayores superficies vélicas y las velocidades se han incrementado notablemente. A su vez, con este incremento de velocidad la forma de afrontar una regata oceánica ha cambiado bastante ya que hace años las planeadas no se producían con tanta frecuencia, las velocidades no sobrepasaban a las de las olas en tanto como lo hacen ahora y las aceleraciones eran bastante diferentes a las actuales. Sin embargo con los últimos desarrollos se navega alcanzando frecuentemente a las olas, lo

que se resume en que incluso yendo con viento de popa la proa se va tropezando con las crestas de las olas y a veces las desaceleraciones son muy bruscas, siendo esto una de las causas de que muchos de los últimos diseños desarbolen. Pero no solo se han incrementado las velocidades, el hecho de añadir una quilla pivotante hace que los esfuerzos estructurales en el casco sean muy elevados, teniendo que desarrollar nuevas normas y nuevos coeficientes de seguridad para soportar el incremento tan grande de par adrizante que genera dicho sistema.

Las regatas de veleros se pueden encajar en dos clases bien diferenciadas: los monotipos y las clases box-rules. En los primeros se trata de conseguir que los barcos sean exactamente iguales: mismo casco, misma jarcia, mismo peso para que el regatista tenga toda la responsabilidad a la hora de competir. En las box rules, sin embargo, se deja gran parte de dicha responsabilidad al diseñador, que puede desarrollar su creatividad e innovar muchos elementos dentro de unos límites; permitiendo elevar la velocidad de los veleros cada año. En los últimos años con la gran crisis económica a la que se enfrentan la mayoría de países occidentales se está optando por crear clases monotipo para reducir costes y permitir que los equipos puedan seguir compitiendo; ahorrando así los costes de investigación. Cada una de las dos fórmulas tiene su lado bueno y su lado malo, sin embargo desde el punto de vista del diseñador está claro que el hecho de que se permita la evolución tiene mucho valor porque permite la innovación tecnológica.

En 2012-2013 se han hecho varios cambios en distintas clases. Un ejemplo claro es la Volvo Ocean Race que ha pasado de ser una clase open a ser monotipo, en la clase IMOCA que es la que incumbe a este proyecto se han realizado varios cambios importantes. Éstos vienen precedidos de la edición correspondiente 2012/2013 en la que se desprendieron varias quillas, cosa inaceptable en una regata en la que cada edición se juega la vida una veintena de personas. Por ello se ha decidido hacer la jarcia y la quilla monotipo. Concretamente lo que se ha hecho ha sido reducir las posibilidades de innovación en estas partes de la estructura y han puesto nuevas normas que aseguran un cierto grado de fiabilidad y durabilidad en estas zonas tan delicadas.

Por todo lo anterior el estudio de un proyecto de este tipo resulta muy interesante, ya que no es sólo proyectar un velero, sino que es estudiar además los últimos desarrollos que se han producido, y analizar sus ventajas y desventajas frente a los anteriores intentando aportar alguna nueva idea basándose en los últimos desarrollos de los veleros de competición.

Metodología del PFC

Este proceso seguirá la famosa espiral de diseño, mediante la que se definirán los requerimientos recogidos en la “*rule box*” que darán como resultado unas dimensiones principales máximas. A partir de estas se desarrollarán varias carenas para ver qué combinación aporta una mayor velocidad. Una vez seleccionada una geometría se establecerá el diseño de la quilla y timones, para así calcular la resistencia al avance. Se continuará con el diseño del propulsor y motor principal, el escantillonado del casco y cubierta, dimensiones de la jarcia, cálculo de los pesos, sistemas y equipos del barco obligados por el reglamento y necesarios para la seguridad y por último se realizará un presupuesto donde se recogen los principales costes de construcción. En cada una de estas fases se tratará de desarrollar los últimos avances en cada campo de estudio determinado, basándose en los diseños más recientes en veleros de competición.

Para el desarrollo de las distintas fases se va a recurrir al material bibliográfico recogido por el alumno durante los años de estudio, así como al material de la biblioteca y al software disponible. Concretamente se van a desarrollar varias carenas con el programa *Maxsurf* y se va a evaluar la resistencia con el software de CFD (Computational Fluid Dynamics) *Tdyn*. Para el cálculo hidrostático, momentos adrizantes, condición de insumergibilidad y de reparto de volúmenes de flotabilidad se usará el módulo *Hidromax* del programa de *Maxsurf*. Se van a estudiar diferentes combinaciones de velas con programa *JSDN Yacht Design*, y se va a profundizar en el comportamiento en la mar con el módulo de *Maxsurf*, *Seakeeper* de dicho software.

Se va a seguir la normativa ISO 12215-5 para veleros oceánicos. Y para la disposición general se va a usar el software *Rhinoceros*. Además del software nombrado en las líneas anteriores se va a usar el programa *Javafoil* para el cálculo de los apéndices, y *SolidWorks* para determinados cálculos de elementos finitos. A su vez se usará todo el material didáctico empleado en el “*Curso Diseño y Tecnología de Yates 2011-2012*”.

Hay que entender que tanto el software informático como gran parte de la bibliografía están pensados para obtener embarcaciones que no son de competición, con características pensadas más bien para el crucero. Por ello se ha acentuado el carácter de aprendizaje más que el profesional debido al contexto en el que se realiza.

Desarrollo de las formas de la carena

En este proyecto se han intentado optimizar al máximo las formas de la carena, realizando para ello un proceso iterativo de diseño mediante el software de CFD *Tdyn*. En este proceso se ha tratado de innovar la forma tradicional de selección de formas. Esta innovación radica en la forma de diseñar y seleccionar por separado las formas de popa y de proa de la carena final. Concretamente se han tratado de optimizar las formas de popa para crear una estela homogénea y con la menor generación de olas, y crear una proa que produzca un mejor comportamiento en la mar sin olvidar dicha generación de olas y la resistencia al avance. Por lo tanto, en una primera fase se va a escoger una popa, variando ésta en los diferentes diseños manteniendo una misma proa. Una vez seleccionada esta popa se van a generar diseños diferentes de proas, en las que se van a evaluar paralelamente su comportamiento en la mar y su resistencia al avance.

Para esta optimización se ha decidido centrar el estudio en un número de Froude y en una escora concreta. En un velero cambia totalmente el concepto de optimización de la carena en comparación con un buque a motor ya que la fuente de energía de un velero, el viento, cambia constantemente de intensidad. El velero tiene por lo tanto una velocidad que varía en cada momento dependiendo de esta fuerza de carácter variable. En la competición por excelencia para la que se diseñan este tipo de veleros, la Vendée Globe, las embarcaciones pasan casi el cincuenta y cinco por ciento del tiempo de competición en el sur, tomando como sur los treinta grados de latitud sur, es decir en unas condiciones muy parecidas de viento y oleaje en comparación con el resto del recorrido. Esto valida el hecho de optimizar unas formas para una velocidad y oleaje concreto. Cosa que difícilmente se podría hacer con cualquier otro velero; en la mayoría de los casos éstos se enfrentan a condiciones muy diferentes cada temporada.

Desarrollo de los apéndices y estudio de la estabilidad

En el desarrollo de apéndices al igual que con el casco se ha prestado mucha atención y cuidado con su selección de forma y tamaño. Para ello se ha hecho un estudio en dos dimensiones con el programa *Javafoil* comprobando diferentes tipos de perfiles, variando dentro de cada familia la cuerda, la forma y la inclinación respecto a un plano longitudinal. Aunque la extrapolación que se hace a tres dimensiones de la teoría clásica de perfiles alares presenta dudas dada su relativa aproximación se ha supuesto que dentro de un mismo estudio, los perfiles que mejores resultados han dado en dos dimensiones también los darán en tres dimensiones, sin tener por lo tanto que validar los datos concretos de resistencia y empuje.

Se ha tratado por lo tanto de acercarse lo máximo posible a la realidad, estudiando innovaciones de los últimos cinco años en este tipo de veleros como los son la inclinación hacia proa de la quilla pivotante, ejerciendo de este modo un empuje a modo de *foil*; o el cuidado estudio de las orzas anti-deriva que de hecho les permiten ceñir y generar una deriva positiva, aumentando así la VMG y el rendimiento general de la embarcación.

La complejidad que requiere el estudio de tres dimensiones en cuanto al tiempo de cálculo, la geometría y el mallado han impedido que se realicen las comparaciones directamente en tres dimensiones de las diferentes familias de perfiles, ya que se saldrían del objetivo de un proyecto académico. Sin embargo como curiosidad se ha realizado un estudio en tres dimensiones con la herramienta CFD *Tdyn* con los perfiles obtenidos en la teoría clásica de perfiles alares, comparando así dichos resultados con los de un software CFD.

Para el cálculo de la estabilidad se ha recurrido al software *Maxsurf*, en concreto a *Hidromax* que permite importar la geometría directamente de *Maxsurf* y realizar los cálculos pertinentes con la adecuada distribución de pesos. Esta parte del proyecto resulta muy interesante dada la complejidad que requiere el adecuado estudio de la distribución de los tanques de lastre para poder cumplir con las estrictas normas del reglamento de la clase IMOCA. El lector podrá sacar, por ejemplo, conclusiones respecto a las ventajas y desventajas de situar los tanques de lastre en los costados o en la parte baja del casco.

Disposición general

En la disposición general se ha realizado una intensa labor de investigación sobre los equipos actuales para poder generar una distribución moderna y realista de la forma en que se reparten las pocas comodidades de a bordo. Se ha intentado en todo momento simplificar, tratando de que el interior sea práctico y sencillo.

En cuanto a la distribución de cubierta se ha seguido un proceso similar al interior, resaltando lo práctico por encima de todo. Hay que entender que en este tipo de veleros pensados para la navegación en solitario se realizan unas distribuciones que varían mucho de unos veleros a otros. Cada patrón da unas instrucciones al diseñador de cómo quiere la distribución de los espacios para que la navegación sea lo más cómoda y familiar posible.

Instalación eléctrica

Para la instalación eléctrica se ha hecho un balance eléctrico de los aparatos instalados a bordo, tomando consumos reales de éstos y estimando otros, como por ejemplo el consumo eléctrico que puede tener el sistema pendulante de la quilla. Una vez conocidas las necesidades eléctricas se ha supuesto una circunnavegación sin escalas y se ha estimado la cantidad de combustible necesario para generar la electricidad así como el sistema de acumuladores. De esta forma se puede hacer una estimación del peso y el centro de gravedad de la embarcación.

En todo momento a lo largo de este proyecto se ha prestado mucha atención en bajar el centro de gravedad todo lo posible, de modo que, tanto las baterías como el tanque de combustible se han situado en la zona más baja de crujía.

Propulsión a vela y elección del sistema propulsivo

Para la elección del plano vélico se recurre al software desarrollado por Humberto Martínez Barbera: *JSDN Yacht Designer*. Este programa se compone de tres módulos: uno concebido para diseñar superficies y formas, otro para calcular las características hidrostáticas y otro dedicado a predecir la velocidad de la embarcación con unas velas determinadas (VPP). Es un software actualizado y resulta ideal para realizar predicciones con superficies vélicas modernas, pudiendo diseñar gran cantidad de superficies de forma sencilla. A su vez, la facilidad de poder importar y exportar en formato IGES hace que sea una herramienta eficaz para desarrollar el sistema propulsivo de un velero.

En este proyecto se han probado y seleccionado las mejores velas de entre 5 mayores, 5 foques, 5 génovas y 5 velas asimétricas. Además para hacer más realista el plano vélico y las polares se ha añadido un código cero y un foque pequeño de viento. Al final del capítulo se hace una recopilación de los datos obtenidos, resumiéndose los coeficientes de arrastre y de empuje, la superficie y el centro de presión de diferentes combinaciones de velas.

Sin duda no se ha pretendido hacer un estudio exhaustivo de esta parte del proyecto debido a que globalmente éste está más centrado en la parte hidrodinámica, pero se ha dedicado el suficiente espacio para que se quede definido de forma preliminar el plano vélico. No hay que olvidar que para la correcta situación de los apéndices y de los refuerzos se hace necesario evaluar y situar el centro vélico y el mástil. Es por ello que en una segunda parte se hace un estudio de la situación de los apéndices; calculando el centro de resistencia lateral (CLR) y por lo tanto el “lead” generado según las recomendaciones de la bibliografía.

Esta parte del proyecto se completa realizando la elección del sistema propulsivo, calculando mediante la herramienta de CFD *Tdyn* la resistencia al avance que tiene el barco con la quilla y los timones. Se calcula por lo tanto la potencia de remolque necesaria y se instala un motor que genera con bastante margen una potencia capaz de cumplir con la normativa IMOCA. Para la elección de la hélice se ha decidido recurrir al proveedor del motor para obtener gráficas y datos reales y actualizados de las hélices que suelen montar este tipo de veleros, teniendo como requisito imprescindible el hecho de que sean hélices de palas plegables para una mejor navegación a vela.

Materiales de construcción y escantillonado de la estructura

En el proyecto se realiza el escantillonado de la embarcación, tanto del casco como de los refuerzos y los mamparos. Para ello se realiza una introducción comentando las cualidades de las diferentes resinas y tejidos, centrándose en el carbono y en el sándwich con núcleos ligeros; algo muy extendido en la construcción de embarcaciones de competición.

El escantillonado se realiza mediante la normativa internacional ISO 12215-5:2008. Para ello se programa dicha normativa en una hoja Excel de modo que se pueda optimizar el escantillón de cada zona del casco y de los refuerzos, tratando de minimizar el peso de estos y bajando el centro de gravedad. Para cada zona se realiza un cálculo directo de las propiedades de cada sección, tomando datos reales de fabricantes de fibra de carbono en diferentes tipos de tejidos. Además de estos datos se sitúan diferentes espumas sintéticas de baja densidad en cada zona, reservando el núcleo de nido de abeja de *kevlar* para la zona de cubierta.

Se realiza el escantillonado del fondo, costados, cubierta y mamparos, dividiéndolos en paneles entre refuerzos. Para ello se realizan varias pruebas teniendo que iterar la situación de los refuerzos para que se formen anillos estructurales y dar continuidad en el reforzado. A continuación se realiza el escantillonado de los refuerzos, calculando las características de cada sección y variando sus dimensiones según los requerimientos de la normativa.

Una vez realizado el escantillonado se pasa a dimensionar la arboladura, comparando los diferentes tipos usados en los últimos años por la clase IMOCA y diferentes métodos de cálculo. Finalmente se escoge una arboladura de tipo palo giratorio con outriggers y se escoge el método de cálculo de NBS (Nordic Boat Standard). Una vez calculadas las fuerzas se dimensionan los obenques a partir de datos reales de fabricantes de PBO (para fenileno benzobisoxazol) y a continuación se dimensiona la sección del mástil escogiendo un perfil NACA para minimizar la resistencia aerodinámica y sacar todas las ventajas de un palo giratorio. Para finalizar se dimensiona la botavara y los outriggers y se calcula el peso final de la estructura.

Lo normal en estos casos es hacer un cálculo exhaustivo con un software de elementos finitos, pudiendo optimizar el reforzado de la zona del palo, obenques y quilla. En este proyecto se ha intentado hacer una aproximación a la realidad pero dado el costo en tiempo y en recursos que requiere el conocer un software de elementos finitos se ha decidido aplicar la normativa. Por ello el resultado del peso de la estructura y centro de gravedad es estimativo, siendo adecuado para un proyecto preliminar de este tipo.

Índice

1. Consideraciones previas	2
1.1. Introducción	2
1.2. Reglas de la clase IMOCA	3
1.3 Dimensiones preliminares	5
2. Parámetros de diseño	8
2.1. Componentes de la resistencia	8
2.2. Coeficientes de forma	13
3. Estudio de las diferentes alternativas para las carenas preliminares	21
3.1. Consideraciones preliminares	28
4. Características y resultado del cálculo de las diferentes popas	33
4.1. Cálculo de los datos de entrada	33
4.2. Popa 0	35
4.3. Popa 1	38
4.4. Popa 2	39
4.5. Popa 3	41
4.6. Popa 4	43
4.7. Popa 5	44
4.8. Resultados finales de las popas	46
5. Características y resultado del cálculo de las diferentes proas	49
5.1. Proa 1	49
5.2. Proa 2	51
5.3. Proa 3	53
5.4. Proa 4	55
5.5. Proa 5	57
5.6. Proa 6	59
5.7. Proa 7	61
5.8. Proa 8	63
5.9. Resultados de la resistencia al avance de las proas	65
5.10. Estudio básico del comportamiento en la mar de las proas	69
6. Elección de la carena final	78
6.1. Curva de áreas seccionales	80
6.2. Plano de formas de la carena escogida	81
7. Bibliografía	82

1. Consideraciones previas

1.1. Introducción

Antes de empezar hay que saber qué se quiere diseñar, cuál es el propósito del futuro diseño y qué parámetros hay que tener en consideración. Dado que se va a diseñar un IMOCA Open 60, tanto el propósito como los parámetros en los que basarse están bastante bien definidos. El propósito es el diseño de una embarcación para la competición oceánica a vela, es decir, una embarcación ligera pero lo suficientemente resistente como para aguantar los avatares de una vuelta al mundo. Y los parámetros a tener en consideración no son ni más ni menos que las reglas de la clase IMOCA Open 60. Por lo tanto lo primero que se debe de analizar son las limitaciones que imponen las reglas de clase. Con estas reglas se trata de garantizar en cierta medida las condiciones necesarias para la seguridad de las embarcaciones, acotando dimensiones, esfuerzos máximos y materiales.

Estos veleros se diseñan para una vida mínima de cuatro años, dentro de los cuales se integran dos circunnavegaciones completas cada cuatro años (años pares), la *Vendée Globe* en solitario y la *Barcelona World Race* con una tripulación de dos personas, tres transatlánticas, la *Transat B to B* en solitario cada cuatro años, que va de Saint Barts a Lorient en Francia, la *Transat Jaques Vabre* con tripulación a dos cada dos años, cuyo recorrido es desde Le Havre en Francia a Puerto Limón en Costa Rica, la *Ruta del ron* en solitario cada cuatro años que sale de Saint Malo en Francia y va a la isla de Guadeloupe en el Caribe y por último justo antes de la *Vendée Globe* se hace la *Europa Warm'up*, que incluye varias etapas con tripulación completa y en solitario. Además existen varias menos conocidas que sirven para poner a punto a las embarcaciones y a los patrones.

1.2 Reglas de la clase IMOCA

A continuación se resumen las reglas relativas a las dimensiones principales obtenidas del documento *“IMOCA Open 60’ ISAF International Class Rules 2012”* así como las normas más relevantes desde el punto de vista dimensional para hacer una primera aproximación de las medidas principales del casco.

Regla B.3.1. Eslora máxima (LOA) debe ser mayor que 59 pies (17.983 m) y menor que 60 pies (18.288 m), la longitud total expresada como la suma de longitudes de los apéndices que sobresalgan del casco tanto en popa como en proa no podrán exceder los 6 pies (1.829 m).

Regla B.4.1. El calado no podrá exceder de 4.5 m.

Regla B.7.2. El barco debe de poseer un volumen total equivalente al 130% del desplazamiento total.

Regla B.8.2. Un material de la quilla de densidad relativa mayor de 11.4 está prohibido.

-Solo se permite un eje de rotación en los apéndices, es decir, solo se permite el movimiento en un plano dado.

Regla B.8.3. El máximo número de apéndices permitido es de cinco.

Regla C.2.1. El máximo calado aéreo es de 29 m.

Regla D.6. El máximo momento adrizante con todos los tanques de lastre de una banda llenos, incluyendo los centrales si existen, así como con la quilla al máximo ángulo posible a esa banda deberá de ser igual o menor a 32 toneladas por metro.

En cuanto a los demás datos de dimensiones poco más se dice, por lo tanto a priori la información para empezar el diseño es mínima. Ni siquiera se tiene una buena base de datos para realizar una regresión en cuanto a coeficientes se refieren ya que estos documentos suelen ser de gabinetes de diseño que se basan en ellos para desarrollar nuevos modelos.

El límite del máximo momento adrizante puede dar una idea de la manga máxima así como del máximo peso de lastre móvil que puede tener la embarcación, aunque a priori no podemos calcular nada de esto ya que ni siquiera tenemos una carena. Por lo tanto de las reglas de clase podemos deducir como medidas fijas del casco la eslora (18.28 m) y el calado (4.5 m).

Este tipo de veleros de competición están pensados principalmente para la navegación en solitario, por lo que están diseñados acorde a los gustos y a la forma de navegar de cada patrón. Por ello muchas de sus características dependen más de las prioridades o gustos que de requisitos meramente técnicos. Esto se puede apreciar muy claramente en

el desplazamiento donde hay dos clases bastante bien diferenciadas, aquellos en los que se prioriza la ligereza ante todo y los que buscan un mayor margen de seguridad para evitar roturas en momentos clave.

Antes de comenzar a diseñar ninguna carena hay que recapitular las tendencias más acentuadas en los últimos años de los diseños más exitosos. Aquí hay gabinetes de diseño que son conocidos por construir Open 60 ligeros y otros que garantizan una mayor seguridad. A los primeros pertenece el grupo de VPLP (Van Peteghem & Lauriest Prévost) & Guillaume Verdier, donde siempre están en el límite entre ligereza y fiabilidad y son los que en los últimos años han generado mayores éxitos y por otro lado tenemos el grupo de Bruce Farr Design, el cuál ha sido el gurú de esta clase antes de la llegada de la simbiosis Verdier – VPLP, en donde sus diseños se caracterizan más por la durabilidad que por la ligereza. Entre estos dos extremos están los diseños de Owen Clark Design, Finot Conq, Marc Lombard y Juan Kouyoumdjian, que están entre ambos y muchos de ellos han sido también diseños ganadores, demostrando por lo tanto que tampoco es necesario irse a uno de los dos extremos relacionados con el peso.

A continuación se muestra una imagen de uno de los IMOCA Open 60:

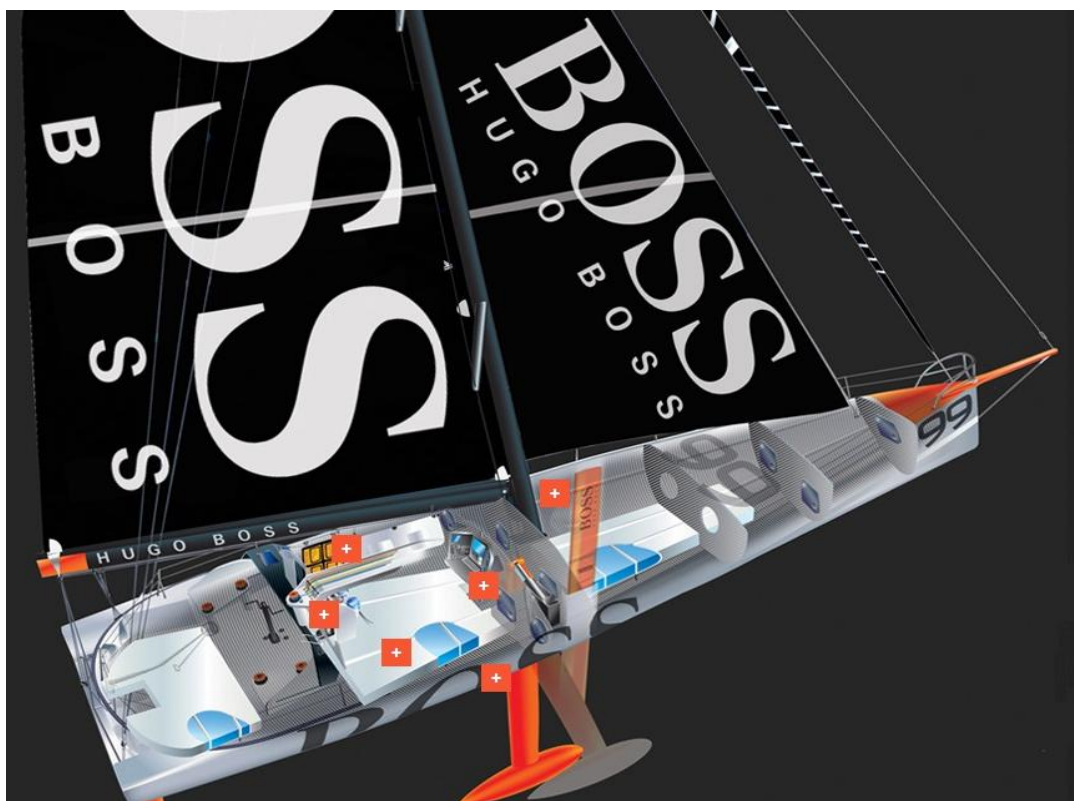


Fig. 1.1. Imagen de la distribución interior de un IMOCA Open 60

1.3. Dimensiones preliminares

Una buena forma de empezar a estimar las dimensiones principales es generando una base de datos de los veleros que han participado en la Vendée Globe de 2012-2013. No hay muchos datos pero pueden ser suficientes para hacer una estimación bastante realista de dos variables importantes: la manga y el desplazamiento. Dicha base de datos está presente en la tabla 2.1., y de la misma se pueden sacar varias conclusiones relativas a estos barcos participantes en la Vendée Globe 2012-2013. Entre ellas se puede comentar como curiosidad que el 40% están provistos con palo giratorio y outriggers. Esto significa que una buena parte de ellos ha apostado por dicho sistema, que aun siendo a priori más arriesgado, da una mayor eficiencia vélica. También es interesante mencionar que en la pasada Barcelona World Race de las 4 roturas de palo 3 fueron palos giratorios de este tipo y sólo una fue con aparejo clásico de crucetas.

Para hacer una regresión es necesario saber sobre qué barcos la haremos. En este caso se decide excluir aquellos modelos más antiguos del año 2006, ya que sus características varían bastante de los más recientes. Haciendo el promedio de la manga de los barcos que entran dentro del campo de selección obtenemos una manga de 5.77 metros, y haciendo una regresión manga-vol. carena^{1/3} ya que la eslora es la misma para todos, obtenemos un volumen de carena de 7918.543 m³. Por lo que ya tenemos las dimensiones lineales de la carena base.

$$L_{OA}=18.28 \text{ m}$$

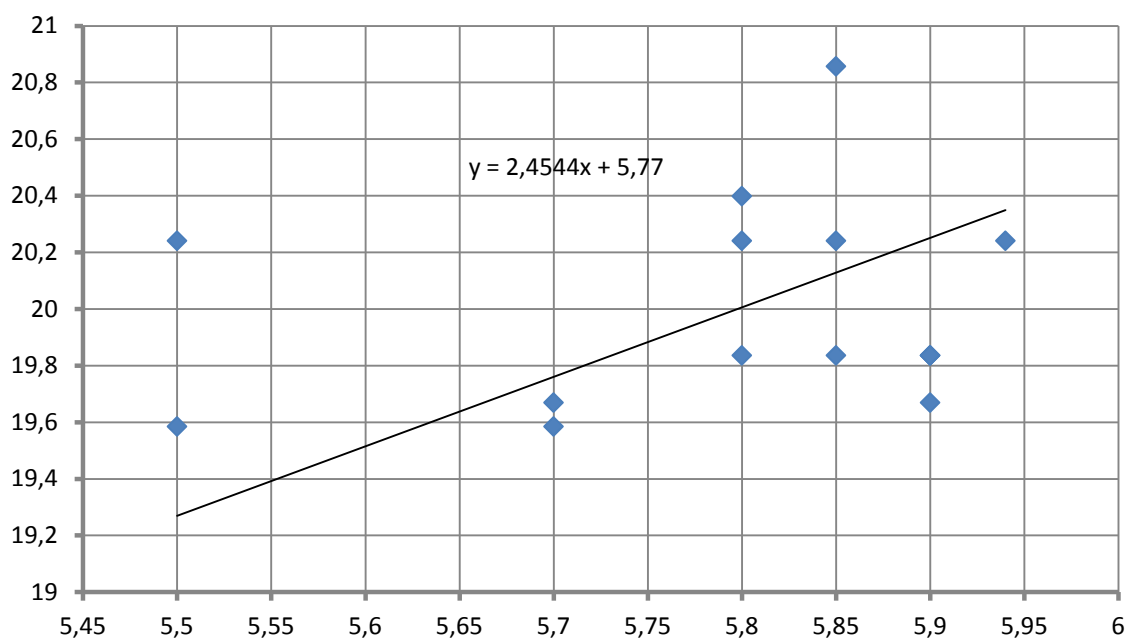
$$B= 5.77 \text{ m}$$

$$T= 4.5 \text{ m}$$

$$\text{Vol. Carena}= 7918.543 \text{ m}^3$$

<i>Patrones /Barco</i>	<i>Diseñador</i>	<i>Año</i>	<i>L (m)</i>	<i>B(m)</i>	<i>T(m)</i>	<i>Desp (Kg)</i>	<i>Mástil (m)</i>	<i>Tipo mastil</i>
JÉRÉMIE BEYOU / Maître CoQ	Bruce Farr	2007	18,28	5,9	4,5	8000	28	Outriggers
ARNAUD BOISSIÈRES / AKENA Vérandas	Bruce Farr	2006	18,28	5,85	4,5	8500	28,1	Outriggers
LOUIS BURTON / Bureau Vallée	Bruce Farr	2006	18,28	5,85	4,5	9300	28	Crucetas
JEAN LE CAM / SynerCiel	Bruce Farr	2007	18,28	5,8	4,5	8700	28	Crucetas
ALEX THOMSON / Hugo Boss	Bruce Farr	2007	18,28	5,85	4,5	8000	27,5	Crucetas
KITO DE PAVANT / Groupe Bel	VPLP & Verdier	2007	18,28	5,5	4,5	7700	28	Outriggers
JEAN-PIERRE DICK / Virbac Paprec	VPLP & Verdier	2010	18,28	5,7	4,5	7800 (3000)	29	Crucetas
FRANÇOIS GABART / Macif	VPLP & Verdier	2011	18,28	5,7	4,5	7700 (3600)	29	Outriggers
MARC GUILLEMOT / Safran	VPLP & Verdier	2007	18,28	5,7	4,5	??	27	Crucetas
ARMEL LE CLÉAC'H / Banque Populaire	VPLP & Verdier	2010	18,28	5,9	4,5	7800	27	Outriggers
VINCENT RIOU / PRB	VPLP & Verdier	2010	18,28	5,5	4,5	<7000	27,4	Outriggers
BERTRAND DE BROC / Votre Nom Autour du Monde	Finot Conq	2007	18,28	5,9	4,5	8000	29,7	Outriggers
ALESSANDRO DI BENEDETTO / Team Plastique	Finot-Conq	1998	18,28	5,4	4,5	8400	27	Crucetas
ZBIGNIEW GUTKOWSKI / ENERGA	Finot-Conq	2007	18,28	5,94	4,5	8500	28	Crucetas
MIKE GOLDING / Gamesa	Owen Clark	2007	18,28	5,8	4,5	8000	27,3	Crucetas
JAVIER SANSÓ / Acciona 100% EcoPowered	Owen Clarke	2011	18,28	5,9	4,5	8000	29	Crucetas
DOMINIQUE WAVRE / Mirabaud	Owen Clarke	2006	18,28	5,5	4,5	8500	28	Crucetas
SAMANTHA DAVIES / Savéol	Marc Lombard	2004	18,28	5,512	4,5	8988	27,5	Outriggers
TANGUY DE LAMOTTE / Initiatives-coeur	Marc Lombard	1998	18,28	5,3	4,5	9000	29	Crucetas
BERNARD STAMM / Cheminées Poujoulat	Juan Kouyoumdjian	2011	18,28	5,8	4,5	8500	29	Crucetas

Tabla 2.1. Participantes en la Vendée Globe 2012/2013



Gráfica 1.1. Regresión manga-Vol. $Carena^{1/3}$

2. Parámetros de diseño

A continuación se realiza un resumen de cómo influyen los diferentes coeficientes y parámetros en el diseño de las formas iniciales para empezar a evaluar, dentro de unos límites, diferentes diseños del casco. Para ello primero se hace un breve recordatorio de la influencia de factores como la resistencia en olas, del flujo alrededor de una carena, de los coeficientes de formas, de su variación con respecto a los diferentes números de Froude y de las formas más óptimas para la embarcación en estudio.

2.1. Componentes de la resistencia

Una vez obtenidos estos datos preliminares es necesario hacer un análisis básico de cómo influyen las distintas dimensiones y coeficientes en la velocidad, resistencia y capacidad de planeo del casco en cuestión para poder ir definiendo las formas más adecuadas para el diseño del casco. Antes de nada hay que entender cómo funciona un fluido alrededor de una carena, para ello se expone un breve resumen de conocimientos básicos de hidrodinámica.

En la figura 1.2 se puede observar una sección del barco por una línea de agua donde se aprecian los efectos producidos por una carena clásica navegando en condiciones habituales.

En dicha figura esquemática se pueden observar cuatro tipos de flujo claramente diferenciados:

- zona exterior alejada del casco donde se produce un flujo potencial
- zona de proa caracterizada por un flujo laminar
- zona intermedia rodeada de flujo turbulento
- zona de popa donde el flujo turbulento se desprende

El flujo exterior más alejado del casco no está perturbado por el avance del barco permaneciendo en reposo como estaba inicialmente. En la teoría clásica cuando un fluido permanece con velocidad constante (con un sistema de referencia fijo al casco) se puede decir que no está influenciado por la viscosidad del medio y por tanto se puede aproximar al comportamiento de un flujo ideal sin viscosidad. A este tipo se le llama flujo potencial.

Podemos resumir el flujo laminar como un conjunto de capas donde unas se deslizan encima de otras, desplazándose la más interna a la misma velocidad del casco y permaneciendo la más alejada inmóvil si tomamos como referencia el medio exterior. Este flujo está gobernado por la viscosidad del fluido de modo que la velocidad cuanto más nos alejemos del casco será mayor cuanto menor sea la viscosidad del medio. Este

tipo de configuración del flujo en capas, se produce en una zona muy cercana al casco, y se denomina capa límite. Su comportamiento puede caracterizarse por la tasa de variación del módulo de la velocidad u_1 en las cercanías del casco. De hecho, la contribución local a la resistencia por fricción del casco (tensión tangencial del fluido o tracción, σ) puede definirse como el producto de la viscosidad por esta tasa (derivada en la dirección n normal al casco, evaluada cuando la distancia a este tiende a cero), es decir:

$$\sigma = \mu(n \cdot \nabla \mu_1) = \mu \frac{\delta \mu_1}{\delta n}$$

La amplitud en la dirección normal al casco de la zona de flujo laminar depende, como se ha dicho, del valor de la viscosidad, siendo del orden de milímetros en aplicaciones navales típicas. La extensión en la dirección de la eslora de la zona de flujo laminar depende del valor del número de Reynolds Rn , que se define por:

$$Rn = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu}$$

Siendo ρ , μ , la densidad y viscosidad del fluido, respectivamente, V la velocidad de avance y L su eslora. La dependencia de la extensión en la dirección de la eslora de la zona de flujo laminar con Rn es tal que cuanto mayor es éste menor es aquélla. Así mismo, esta extensión de la zona del flujo laminar también depende de otros aspectos como del ángulo de entrada en proa de las líneas de corriente y de la curvatura del casco en esas líneas hasta el hombro de proa (las curvaturas excesivas inducen la transición del flujo laminar al flujo turbulento). En aplicaciones navales típicas, la zona de flujo laminar apenas abarca un 10% del total de la eslora mojada del buque, más allá del denominado punto de transición nos encontraremos con el denominado flujo turbulento.

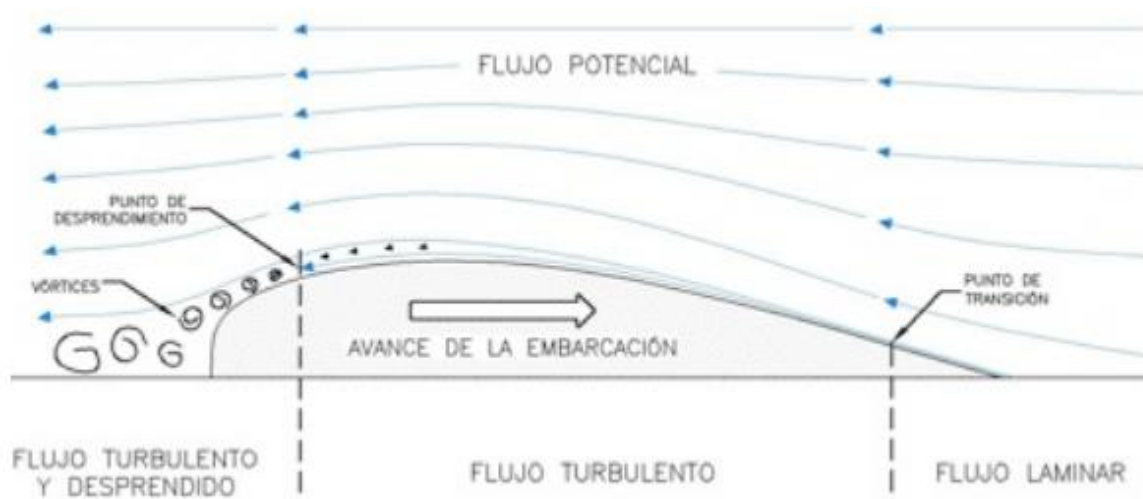


Fig. 1.2. Descripción de los flujos alrededor de una línea de agua

La aparición del flujo turbulento implica la generación de vórtices en el fluido. Esta generación de vórtices implica una pérdida energética adicional, lo que justifica que la

aparición del fenómeno de turbulencia implique una mayor contribución a la resistencia por fricción del área del casco afectada. Lamentablemente, tal y como se ha mencionado anteriormente, la extensión habitual del flujo laminar en la carena del buque es muy limitada por lo que no se puede pensar en crear una especie de capa límite alrededor de la toda la carena que aporte el beneficio en el decremento de la resistencia.

La evolución natural de la turbulencia se produce de manera que los vórtices mayores crecen de tamaño a medida que progresamos de proa a popa. Llegado un punto, en el que la turbulencia está plenamente desarrollada, el flujo se desprende (las líneas de corriente que se pueden identificar están separadas del casco, tal y como se muestra en la figura 1.2. Y la zona de separación presenta una zona amplia de turbulencia (en la dirección normal al casco), con un aspecto caótico.

La separación del flujo es de una gran importancia, principalmente por tres aspectos:

- Representa una mayor contribución a la resistencia de presión por fricción del área del casco afectada. Tal y como se muestra en la figura 1.2, la separación induce una depresión en la zona de popa del buque, lo que provoca este aumento de resistencia.

- El flujo es caótico, por lo que puede representar una pérdida de eficacia o rendimiento de los elementos que funcionan en la zona afectada (timón y hélice).

- Desde el punto de vista de la generación de olas, la separación del flujo provoca que la eslora efectiva de la embarcación aumente, lo que favorece a la velocidad.

En cuanto a formación de olas, sin pretender plantear aquí la teoría de las mismas sí que es conveniente resumir el fenómeno del planeo y resaltar los fenómenos asociados con los distintos números de Froude, ya que para plantear unas formas se debe de prever los mismos para los que vamos a optimizar la carena.

Como es sabido la longitud de onda de las olas generadas por el barco, depende del número de Froude Fn , que se define en función de la velocidad del barco V , su eslora L y la aceleración de la gravedad g , por:

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}}$$

Para unas formas clásicas y de forma general podemos decir que las olas se originan en la proa, en los hombros de proa y popa y en la popa del buque. Para unas formas típicas de un velero los hombros de proa y popa prácticamente desaparecen y las zonas de altas presiones de proa y popa son dominantes, por lo que se asume que sólo se generan dos sistemas de olas, en proa y en popa que contribuyen al patrón global.

De la ecuación podemos predecir que para números de Froude cercanos a 0.4 la longitud de las olas es aproximadamente igual a su eslora. Esto provoca que la ola

resultante generada al coincidir la de proa y de popa se amplifique al coincidir sus crestas, por lo que la resistencia por formación de olas tiene un máximo. Sin embargo para valores en torno a $F_n = 0.34$, la longitud de onda es aproximadamente dos tercios de la eslora, lo que tiene como consecuencia que la cresta de la ola de proa coincida con el valle de la ola de popa y se atenúen. Para valores ligeramente superiores a $F_n = 0.4$ ($v = 10.41$ Kn en este caso) se aumenta el trimado dinámico que hace hundir la popa y se genera una depresión en la zona del espejo que crea un gran aumento de resistencia, se puede afirmar que en este punto el buque navega “trepando” la ola de proa que él mismo genera. Éste valor es difícil de superar para la mayoría de veleros clásicos con formas redondeadas y finas. Esa barrera se atenúa dando volumen en popa, es decir con popas de espejo y con longitudinales poco curvados, características comunes en la mayoría de los Open 60 de los últimos años. A partir de números de Froude por encima de 0.45 ($v = 11.71$ Kn) comienza una sustentación dinámica del casco y es aquí donde se considera que se entra en la zona de semiplaneo. Variando las formas se puede conseguir el comienzo del planeo a menores números de Froude, punto al que todo diseñador quiere llegar pues cuanto antes se planee antes se elimina ese aumento de la resistencia por formación de olas y se consiguen mayores velocidades.

Hecho el resumen de la resistencia por formación de olas no sería correcto empezar con el diseño de las carenas sin recordar también brevemente las otras componentes de la resistencia. En general, de estas componentes de la resistencia al avance de un barco la más importante es la resistencia viscosa. Esta resistencia se puede descomponer a su vez en dos partidas: la resistencia por fricción y la resistencia de presión por fricción. La primera de ellas se produce por la fricción entre el agua y el casco. El agua no desliza sobre el casco, sino que una delgada lámina de agua permanece pegada a la obra viva por lo que podemos imaginar varias láminas de agua desplazándose una sobre otra hasta llegar a lo que considerábamos como flujo potencial. Esto es así hasta que se produce la separación de flujo como se ha comentado anteriormente. Dado que la resistencia por fricción actúa en la superficie del casco es evidente que una reducción de superficie mojada disminuirá esta componente.

Por su parte, la resistencia de presión por fricción se debe a un desequilibrio en las fuerzas de presión sobre el casco producida por fenómenos viscosos. Un diseño adecuado de las líneas de agua del casco puede reducir apreciablemente esta componente de la resistencia. En este sentido es importante señalar que esta componente de la resistencia depende esencialmente de dos factores: las formas del casco y el número de Reynolds. Las recomendaciones más habituales para minimizar la resistencia de presión por fricción se basan en limitar las curvaturas de las líneas de agua del casco, así como el ángulo de entrada del agua en la línea de flotación.

Es muy importante tener en cuenta que el coeficiente de forma del buque que más influye en la resistencia viscosa es el coeficiente prismático. A medida que aumenta, más

llenas son las formas del casco, y en particular las de popa. Este efecto, junto con el consiguiente aumento de las curvaturas de las líneas de agua del casco, influye de manera muy significativa en el aumento de la resistencia de presión por fricción.

Existen otras componentes de la resistencia, que en la mayoría de los casos prácticos son de mucha menor importancia que las descritas anteriormente, entre ellas podemos citar:

- La resistencia inducida por la deriva del barco, que se debe al cambio de ángulo de incidencia aparente de los apéndices de un velero en la situación real de navegación con deriva. Cuando la deriva se incrementa pueden aparecer fenómenos de separación importantes en los apéndices, que incrementan la resistencia de manera significativa.

- La resistencia generada por la escora del barco, que se debe al cambio de forma aparente del velero en la situación real de navegación e incrementa los valores de la resistencia viscosa y por formación de olas.

- La resistencia debida al viento, cuya naturaleza es similar a la resistencia viscosa de la carena.

- La resistencia añadida por el estado de la mar, debido a que el resto de componentes de la resistencia se calculan para un mar en calma (aguas tranquilas).

- La resistencia por formación de spray, que cobra importancia en embarcaciones planeadoras. Este tipo de resistencia aparece por la pérdida energética que supone la ruptura en forma de spray de los filetes de agua que se forman al atravesar el casco la superficie del agua.

- La resistencia por ruptura de olas generadas en la proa.

- La resistencia debida a la rugosidad del casco, que aumenta el efecto de fricción entre casco y agua.

- La resistencia de los apéndices, que es eminentemente de origen viscoso.

2.2. Coeficientes de forma

Al igual que se ha mencionado la relación que existe entre las formas y la formación de olas, para definir las formas preliminares de la carena base se hace necesario saber también como influyen dos parámetros básicos en la resistencia y en el comportamiento de embarcaciones planeadoras, el coeficiente prismático y la posición longitudinal del centro de carena.

De forma general se asume que el coeficiente de forma del buque que más influye en la resistencia viscosa es el coeficiente prismático. A medida que aumenta más llenas son las formas del casco, y en particular las de popa. Este efecto, junto con el consiguiente aumento de las curvaturas de las líneas de agua del casco, influye de manera muy significativa en el aumento de la resistencia de presión por fricción. En paralelo con el aumento del coeficiente prismático, el coeficiente de bloque también aumenta, lo que indica que los incrementos de este factor también se reflejan en un aumento de la resistencia al avance. Asimismo se puede afirmar que por encima de cierta relación entre el número de Froude y el coeficiente de bloque o el coeficiente prismático se produce un aumento muy importante de la resistencia. Se suele asumir que existe una combinación de coeficiente de bloque y coeficiente de maestra que minimiza el valor de la resistencia.

Para diseñar unas formas que beneficien la velocidad primero se tiene que saber cuál va a ser el rango de velocidades de proyecto. Para ello se puede realizar una primera aproximación del número de Froude atendiendo a las velocidades medias alcanzadas por los ganadores en las últimas ediciones de la *Vendée Globe* (no se incluyen otras debido a la similitud en tiempos y velocidades). Empezando por la edición 2000-2001 el ganador *Michel Desjoyeaux* empleó 93 días 3 horas y 57 minutos en recorrer 26.700 millas a 11,94 nudos. En la edición de 2004-2005 de la *Vendée Globe*, *Vincent Riou* acaba con un tiempo de 87 días 10 horas y 47 minutos recorriendo 26.714 millas a una media de 12.73 nudos. En la de 2008-2009 *Michael Desjoyeaux* cruza la línea de llegada tras 84 días, 03 horas y 09 minutos de regata recorriendo esta vez 28.303 millas en una velocidad media de 14 nudos. Y por último en la edición de 2012-2013 el joven ganador *François Gabart* emplea 78 días, 02 horas y 18 minutos con una media record de 15.3 nudos. Analizando ahora las velocidades obtenidas para varios números de Froude se tiene que, para una eslora de 18.28 m, un número de Froude de 0.4 corresponde a una velocidad de 10.41 nudos, para un número de Froude de 0.45, la velocidad es de 11.71 nudos y para 0.8 de 20.82 nudos. Esto da el fundamento para afirmar que estos veleros están la mayor parte del tiempo en unos valores del número de Froude de entre de 0.40 y 0.80.

Para los $F_n > 0.45$ las embarcaciones se encuentran en la zona de semiplaneo. Unas formas adecuadas para estas velocidades requieren un fondo plano en la zona de popa, que permita a la carena deslizarse sobre la superficie del agua. La terminación de formas de este tipo requiere de una popa de espejo. Hay que tener en cuenta que estas formas

implican un elevado valor del coeficiente prismático (del orden de 0.7 para F_n cercanos a 1.0) y son por lo tanto poco adecuadas para navegar a bajas velocidades.

De esta forma para los F_n sobre los que se va a enfocar el diseño estará en el rango de 0.40 a 0.80, lo que equivale a decir que se diseñará la carena para velocidades comprendidas entre 10 y 21 nudos aproximadamente. A su vez, la posición del centro de carena estará entre un 5% y un 7% de la eslora a popa de la sección media y el C_p entre 0.57 y 0.7, rango típico para embarcaciones planeadoras.

Sin duda la elección de un coeficiente prismático u otro, o la elección de un F_n determinado va a condicionar el rendimiento de la embarcación, siendo el máximo para el que se ha diseñado, como es lógico. En el caso que se está abordando damos por hecho ciertas cuestiones debido al tipo de velero y debido también al recorrido que van a realizar, en el que la mayor parte del tiempo estará con vientos portantes considerándose medios-altos en intensidad.

En cuanto a las formas de la popa, por ejemplo, una popa ancha de espejo que quede sumergida unos centímetros cuando esté en reposo indicará que tiene un gran rendimiento en vientos portantes ya que la eslora ficticia aumentará a partir de cierto número de Froude al provocar el desprendimiento de la capa límite, sin embargo, esto hará que en ceñida esté algo por debajo del rendimiento óptimo. Esta es una clara diferencia de tendencias y se ve de forma muy apreciable en la flota actual de Open 60, hay algunos patrones que prefieren un barco más eficiente en ceñida que en portantes y hay otros que lo prefieren con mayor rendimiento en un rango mayor de velocidad de viento. Al fin y al cabo esto son preferencias y apuestas de diseño que se hacen según los datos de cada diseñador, ya que las condiciones dadas en una regata de vuelta al mundo son tan variadas como impredecibles. Los diseños más recientes se inclinan por barcos un poco más ceñidores que sus predecesores ya que cada edición se limita más la bajada al sur con puntos de control debido al deshielo, cada vez más patente en esas latitudes, esto hace que los veleros se acerquen a la parte norte de las tormentas que barren esa zona de oeste a este, rotando en sentido anti horario, de modo que se enfrentan a vientos cada vez más frontales y menos portantes.

A continuación se muestran las recomendaciones típicas en cuanto a formas:

F_n	R_v/R_T	Acciones
0.19	70%	Mantener C_{pen} un valor mínimo (reduce R_v) Reducir superficie mojada –formas en V- (reduce R_v) Formas finas en popa (reduce R_v)
0.23	60%	Mantener C_{pen} un valor mínimo (reduce R_v) Formas finas en popa (reduce R_v)
0.25	60%	Mantener C_{pen} un valor mínimo (reduce R_v) Formas finas en popa (reduce R_v)
0.29-0.31	50%	Mantener C_{pen} un valor mínimo (reduce R_v) Disponer una popa con el espejo en ligera inmersión, llevando hacia popa el LCB (reduce R_w) Aumentar ligeramente C_p sobre todo en popa (reduce R_w)
0.33-0.36	40%	Disponer una popa con el espejo con inmersión significativa, llevando hacia popa el LCB (reduce R_w) Aumentar C_p sobre todo en popa (reduce R_w)
0.50	30-35%	Disponer una popa con el espejo con inmersión significativa, llevando hacia popa el LCB (reduce R_w) Aumentar C_p sobre todo en popa (reduce R_w) Fondo plano en la zona de popa para facilitar el planeo (reduce R_w) Reducir relación $L/\Delta^{1/3}$ (reduce R_w)
> 0.50	> 35%	Reducir superficie mojada –formas en V y spray rails- (reduce R_v) Disponer flaps, steps o interceptores para reducir el trimado dinámico (reduce R_v) Disponer una popa con el espejo con gran inmersión (reduce R_w)

Fig. 1.3. Variación de las formas con el número de Froude

Una vez se ha abordado la parte correspondiente a los coeficientes de forma, los números de Froude de diseño y las componentes básicas de la resistencia, conocemos ya el rango de coeficientes y de la posición longitudinal del centro de carena sobre el que basarse para diseñar la carena base. Pero una vez aclarado este aspecto al diseñador le saltan ciertas dudas, ¿qué tipo de fondo tendrá la carena en la parte central y de proa?, ¿se dará primoridad por formas en V, en U, planas, cóncavas o más bien convexas?, ¿se le situaran spray rails o flaps?, etc. Por ello es necesario hacer un repaso breve a la influencia que tienen estos aspectos en embarcaciones planeadoras.

Una embarcación se puede considerar que planea cuando el efecto de empuje dinámico (componente vertical de las fuerzas dinámicas que se producen) es muy importante, frente al correspondiente efecto hidrostático. De manera visual el planeo

ocurre cuando la embarcación se mueve lo suficientemente rápido, como para alcanzar y elevarse sobre la ola de proa que ella misma produce, de manera que avanza en un plano inclinado. Esta posición inclinada se logra por efecto del empuje dinámico. La magnitud de este empuje depende de varios factores, entre los que destacan la velocidad de la embarcación, la distribución de presión relacionado con la forma del casco y su incidencia con el agua.

En primer lugar se va a estudiar el efecto de la forma básica del fondo sobre la distribución de presión generada. En la Figura 1.4. se puede ver la distribución de presión dinámica típica correspondiente a una configuración de fondo plano. La zona de máxima presión se corresponde aproximadamente con el punto de remanso de la línea de corriente correspondiente.

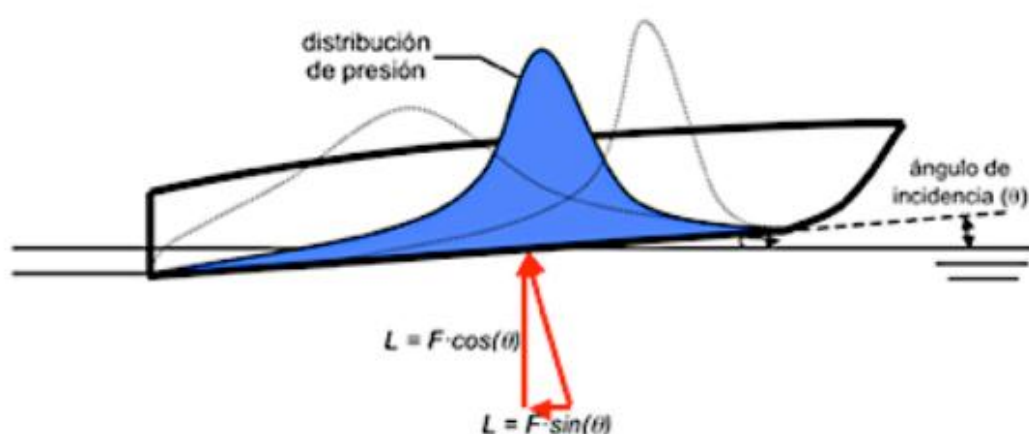


Fig. 1.4. Esquema de la distribución de presión dinámica típica en fondo plano

Es importante hacer notar que la variación dinámica del trimado de la embarcación se produce por el efecto del necesario equilibrio entre desplazamiento y empuje. En la Figura 1.5., se puede ver como este equilibrio se produce por el efecto combinado de los empujes estáticos (L_H) y dinámicos (L_D), cuya suma da el empuje total ($L=L_D+L_H$). Este equilibrio obliga a que los momentos creados por las dos componentes sean iguales, pero de sentido opuesto ($L_H \cdot X_{TrimH} = L_D \cdot X_{TrimD}$). En caso contrario se generaría un momento de trimado que aumentaría o disminuiría el ángulo de incidencia (y de trimado) buscando ese equilibrio.

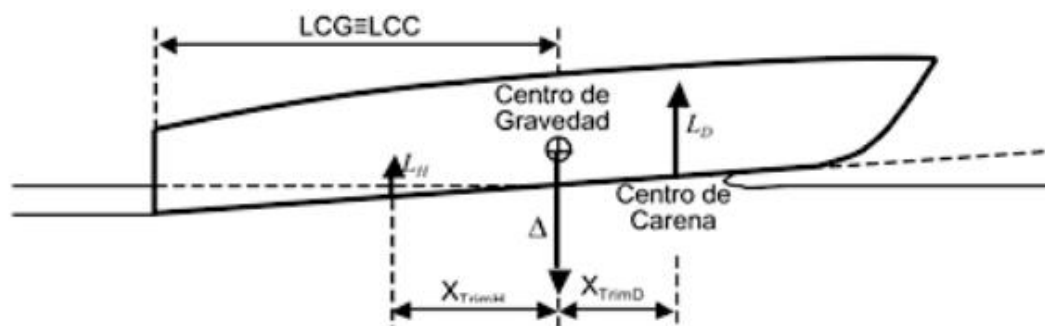


Fig. 1.5. Esquema de cálculo del momento de trimado de la embarcación

Si se examina la Figura 1.6, donde se muestra la distribución de presión correspondiente a un fondo cóncavo, y la comparamos con la Figura 1.7, vemos que el pico de la distribución se adelanta (al igual que el centro de presiones) y agudiza. Este tipo de distribución va normalmente acompañado de un mayor trimado a velocidades bajas y medias y de una componente de resistencia al avance por presión mayor que en otras configuraciones. Por otra parte, hay que hacer notar que este tipo de configuración es muy sensible a pequeñas variaciones del ángulo de incidencia. Una pequeña variación del ángulo de incidencia afecta significativamente al valor del momento de trimado debido a la presión dinámica principalmente por la variación producida en la distancia entre el centro de carena y el centro de gravedad. Este efecto puede ser la semilla para la aparición de inestabilidad en el movimiento de cabeceo (porpoising) a velocidades elevadas.

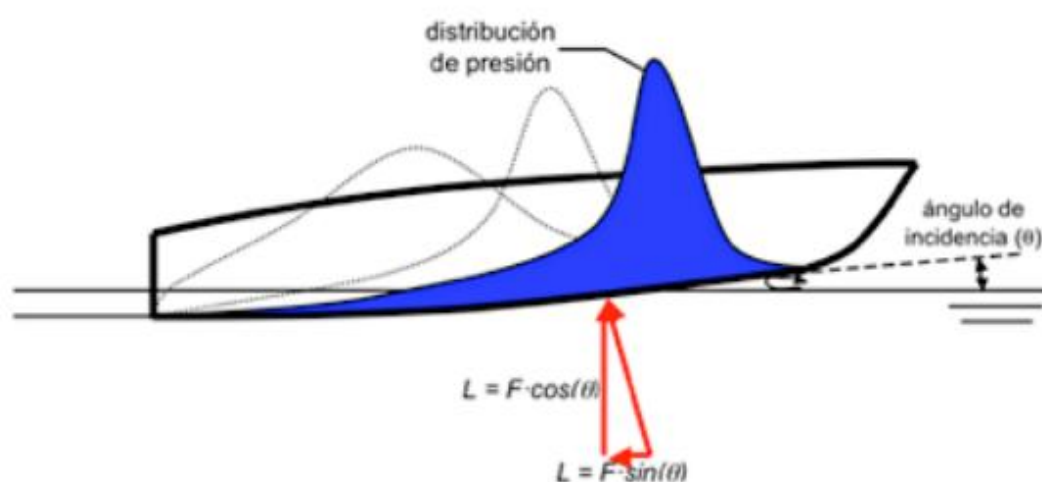


Fig. 1.6. Distribución de presión tipo en el fondo cóncavo de la embarcación

El fondo convexo de la figura 1.7 se muestra una distribución de presión opuesta a la de la figura 1.6, con el pico de presión menos marcado y con el centro de aplicación de la fuerza situado más a popa. Si comparamos este tipo de configuración con la descrita anteriormente, se puede decir que produce un menor trimado, al ser menor la distancia

entre el centro de carena y el de gravedad y como consecuencia la superficie mojada para una velocidad dada es mayor. Asimismo, este tipo de configuración puede inducir a una inestabilidad lateral (leaning) y por tanto una pérdida de control. Además las formas convexas muy marcadas, al tener muy retrasada la posición dinámica del centro de empuje pueden ser inestables en cuanto al movimiento de cabeceo (carecen de efecto amortiguador).

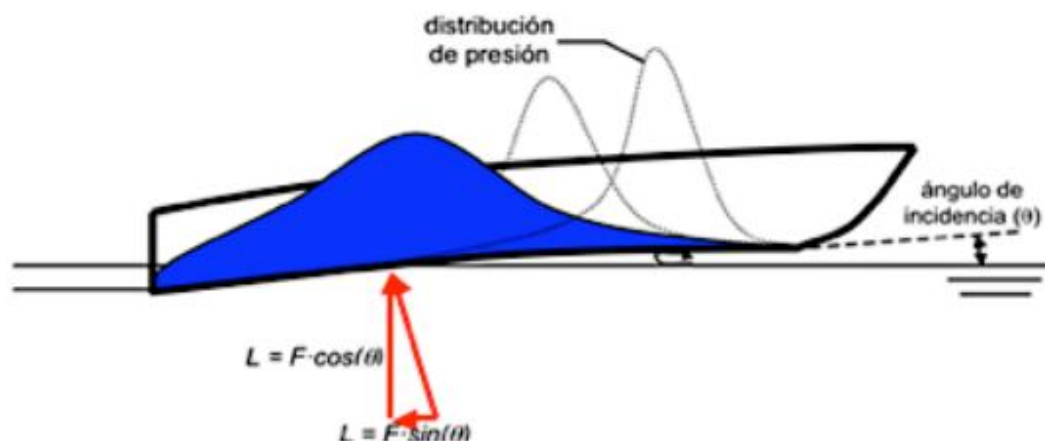


Fig. 1.7. Distribución de presión tipo en el fondo convexo de la embarcación

En general se recomienda que las formas de este tipo de embarcaciones sean en V ya que de esta forma expulsan el spray a los laterales y esto hace que posea una mayor estabilidad de rumbo, a la vez que ofrece una amortiguación vertical que favorece también a la estabilidad, aun teniendo una menor fuerza de sustentación. En el extremo opuesto, las formas en U sufren un empuje mucho más importante pero el control del rumbo es más complejo ya que no ofrece ninguna resistencia al cambio de rumbo, de modo que su deriva será mayor. Sin embargo en el caso de los *Open 60* las orzas anti-deriva ofrecen una buena estabilidad de ruta a altas velocidades, de modo que se pueden buscar unas formas en U que generen bastante empuje y favorezcan el planeo.

Una vez vistas las diferentes formas de cortes paralelos a crujía se procede a comprobar las formas de las secciones horizontales o líneas de agua. En primer lugar se aprecian las formas rectas, que presentan una línea de remanso de la velocidad, por lo que los picos de presión se suavizan. Asimismo, la fuerza de empuje dinámico "*M*" tendrá una componente horizontal significativa, debida a la fuerza de reacción que provocan las partículas de agua desplazadas hacia los lados, mientras que la sustentación valdrá $L = M \cdot \cos(\gamma)$, donde " γ " es el ángulo del empuje con la vertical.

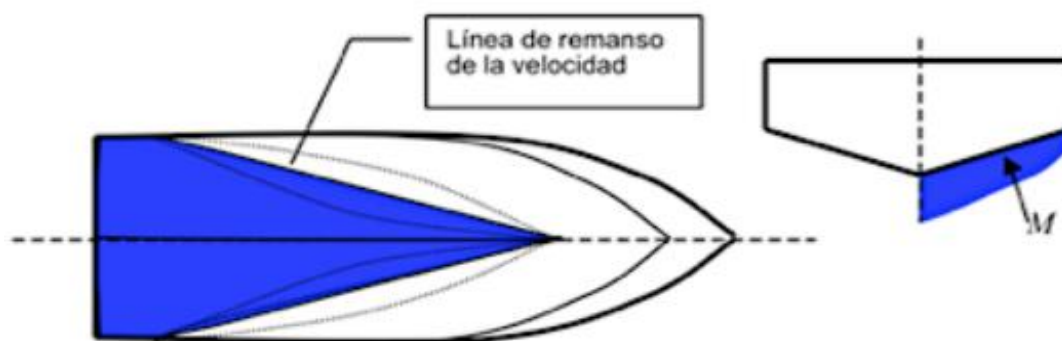


Fig. 1.8. Formas en "V".

A continuación se muestran unas formas ligeramente cóncavas y convexas:

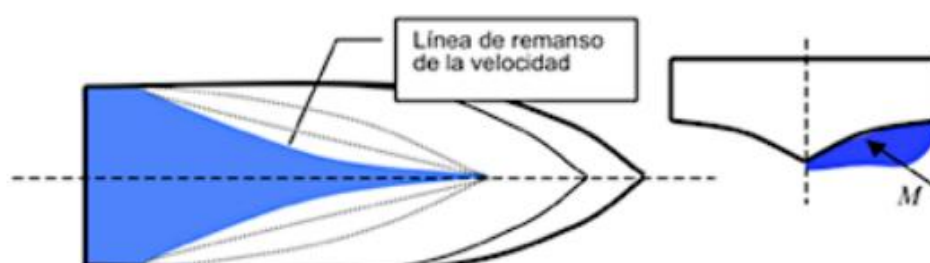


Fig. 1.9. Formas con ligera concavidad

La principal diferencia entre ellas estriba en el hecho de que las formas con ligera concavidad producen progresivamente más empuje en la zona de popa. En general estas formas conducen a un menor empuje global y a una disminución del trimado dinámico, debido a que su centro de aplicación se sitúa más a popa. En lo que se refiere a la figura 1.10, las formas convexas conducen a un empuje mayor y a una importante reducción del área mojada a medida que se incrementa la velocidad.

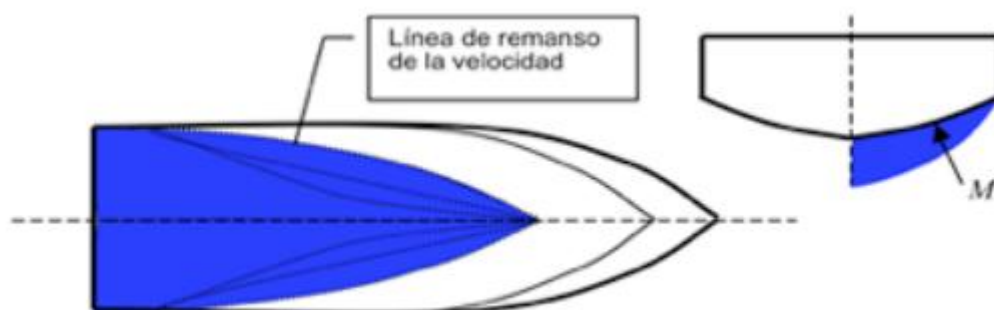


Fig. 1.10. Formas con ligera convexidad

Otro factor determinante es el ángulo de astilla muerta, este ejerce una función equivalente al coeficiente prismático en otro tipo de buques, siendo un factor decisivo en la resistencia al avance y en la sustentación. Los valores medios recomendados pueden variar entre 16° para $F_n < 1.0$ y $25-30^\circ$ para $F_n > 2.5$.

Además de las formas cóncavas o convexas es necesario comentar los “*spray rails*” y los “*flaps*”. Los primeros son rieles en forma de L que se disponen a lo largo de líneas de agua, su misión es incrementar el empuje y reducir el área mojada. La reducción de área mojada se debe a que las líneas de generación de espray son dirigidas a través de estos carriles, por lo que el ángulo de abertura, que forman con la línea de crujía se reduce. El efecto de incremento de empuje se debe a la aparición de zonas de alta presión en las caras activas de estos carriles, tal y como puede apreciarse en la figura 1.11. Es importante destacar que estos carriles pueden tener también una misión estructural, dado que son unos rigidizadores longitudinales y pueden a la vez mejorar la estabilidad dinámica (balance) de la embarcación. El lado negativo de esto es que han de estudiarse muy cuidadosamente ya que si no se hace puede hacer la misión contraria a la deseada, es decir puede llegar a hacer aumentar la resistencia viscosa.

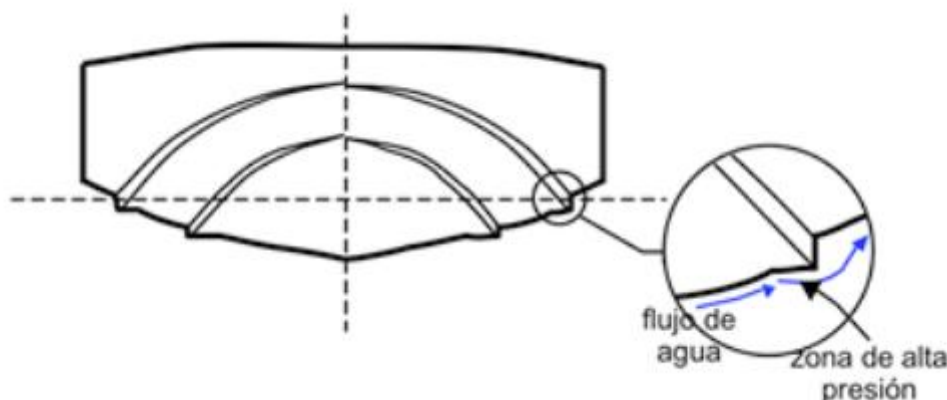


Figura 1.11. Detalle de los spray rails

Los flaps son superficies inclinadas respecto al fondo, que se sitúan bajo el espejo de popa en la dirección de avance de la embarcación. Su disposición provoca un aumento de la sustentación de la embarcación y por lo tanto un cambio en el trimado de la misma que implica una reducción de la resistencia de presión de origen viscoso. Su principio de funcionamiento se debe a la aparición de una zona de alta presión en su cara activa, similar al efecto comentado en los “*spray rails*”. En ocasiones se disponen “*flaps*” con un ángulo de incidencia variable, lo que permite controlar el trimado de la embarcación de manera dinámica.

Con lo expuesto en líneas anteriores se sacan varias conclusiones: la embarcación tendrá unas formas en popa bastante planas y mangudas que ayudarán a la sustentación dinámica y le dará la suficiente estabilidad para poder planear con eficiencia, las formas a lo largo de crujía serán ligeramente cóncavas, aunque primando el carácter plano de las

mismas, las secciones tendrán un carácter convexo cuya combinación con una popa plana harán que el centro de presiones este equilibrado, generando una gran estabilidad dinámica a altas velocidades y por último se deduce que tendrá una astilla muerta de entre 5° y 16°.

Esto es lo que usualmente se recomienda en embarcaciones planeadoras a motor, sin embargo existe una clara diferencia entre éstas y las embarcaciones a vela, por norma general una embarcación a motor planeadora tiende a contar con una mar plana o poco acentuada, sin embargo una embarcación a vela alcanza mayores velocidades y por tanto planea cuando hay más intensidad de viento, y esta intensidad de viento genera olas, es decir, el planeo en este caso es inherente a una mar formada. Con una mar formada unas formas en V a priori también son la mejor solución ya que evita pantocazos y amortigua más el movimiento de cabeceo, sin embargo este amortiguamiento aumenta notablemente la resistencia al avance cuando se sumerge la proa al alcanzar una ola. Con estas desaceleraciones se provoca la fatiga del material y a veces esta es causa de caída de mástiles. Prácticamente en todos los casos los patrones coinciden en que la causa fue una brusca parada al alcanzar a una ola de gran altura. Al frenar el caso de forma brusca se provoca una gran tensión en toda la jarcia debido a la inercia de la embarcación y a veces se produce el desagradable fenómeno de desarbolar.

Con todo lo descrito se definen bastante bien las formas de la zona central y de popa del casco, sin embargo aun quedan las formas de la proa ya que son básicas para conseguir el buen rendimiento de toda la embarcación, tanto en velocidad como en estabilidad. Esto requiere en primera instancia de un análisis sobre las formas más recientes en las que seguro que se pueden encontrar pruebas fehacientes de cuál es la más óptima.

3. Estudio de las diferentes alternativas para las carenas preliminares

En las páginas anteriores se ha hecho un resumen básico de las formas más adecuadas que debe tener la carena preliminar en relación al tipo de embarcación y al tipo de navegación a la que se va a enfrentar. Sin embargo antes de empezar a dibujar es necesario ver los diseños más novedosos de otros IMOCA Open 60 actuales, así como de otros veleros que sin ser de la misma clase poseen características similares que pueden dar una idea en la que basarse a la hora de empezar el trazado de nuevas formas. Además al ver diseños actuales se puede ver no solo la parte teórica sino que a su vez se está comprobando la parte práctica ya que son formas que se han probado en competiciones a nivel global, de los que se tienen resultados reales. Esto es algo muy útil, sería muy osado e induciría a errores el ponerse a dibujar sin nada más que la simple intuición.

Hasta la introducción de las quillas pivotantes las velocidades alcanzadas por estos veleros eran lo suficientemente elevadas para producir planeadas con grandes olas pero no llegaban a producir una verdadera fatiga debida a las aceleraciones y desaceleraciones generadas al alcanzar las olas a mayor velocidad de una forma continuada. En los últimos años estas velocidades se han incrementado lo suficiente como para que la forma de navegar haya cambiado notablemente, la misión principal ya no es diseñar una carena optimizada para romper las olas que alcanzan al casco sino que se busca crear el suficiente empuje dinámico como para evitar dicha necesidad de atravesar el oleaje; directamente se busca pasar por encima de la ola. Se deben priorizar formas que proporcionen dicho empuje dinámico para que el proceso de desaceleraciones que se produce sea menos elevado y para que se reduzca la fatiga en los materiales, sobre todo de la jarcia firme. Como se ha comentado antes, este proceso de grandes desaceleraciones ha producido un preocupante incremento en la rotura de palos, tanto que ya es usual que el equipo de regatas posea dos palos dado la relativa facilidad de daño que pueden sufrir a lo largo de una temporada.

A priori el lector puede pensar que una proa cuanto más esbelta más óptima es para una mayor velocidad pero nada más lejos de la realidad, en este tipo de embarcaciones tan ligeras, con tanta potencia vélica y optimizadas para rumbos portantes se requiere bastante volumen en proa para que su comportamiento dinámico sea el adecuado. De hecho es ya una realidad que entre las competiciones de más alto nivel se busca un mayor volumen en proa, es una tendencia más acusada en unos casos y menos en otros, pero que se viene dando la última década aproximadamente. Para poder hacerse una idea, el ganador de la edición de la *Vendee Globe* de 2012-2013 *François Gabart* junto a su equipo *Macif* han bajado de la barrera de los 80 días de recorrido, rebajando en algo más de un día el tiempo empleado en 20 años antes por el catamarán de última generación *Explorer* patroneado por *Bruno Peyron*. Es decir, los monocascos oceánicos actuales tratados aquí han igualado las velocidades que tenían los multicascos hace 20

años, por lo tanto de ningún modo se pueden hacer las mismas valoraciones que se hacían hace unos años en cuanto a las formas.

A modo de ejemplo se puede hacer una recopilación de estos últimos diseños. La *Mini-transat* es una regata que tiene una importancia máxima en cuanto a nuevos desarrollos de diseños enfocados a los veleros de competición. Son bancos de pruebas de 6.5 metros de eslora, donde se han desarrollado numerosos avances en la tecnología de los veleros de alta competición; su pequeña eslora es ideal para probar nuevos conceptos y diseños. Como ejemplo de ello se pueden citar los palos de carbono, lastre móvil y quillas pivotantes, todos ellos incorporados años después a los Open 60 y a otros monocascos oceánicos. El recorrido consiste en ir desde Francia a Brasil en dos etapas, una desde la localidad francesa de *Charente Maritime* hasta *Madeira* en el archipiélago de las Azores y la segunda etapa desde *Madeira* hasta *Salvador de Bahía* en Brasil. En la edición de 2011 (se realiza cada dos años) la embarcación *TeamWork Evolution*, patroneada y diseñada por *David Raison* quedó en segunda posición de Francia a Azores y en primera posición de Azores a Brasil, con 130 millas de ventaja sobre el segundo, obteniendo finalmente la primera posición en la general. El radical diseño de *Raison* figura 1.12, es un hito en el mundo del diseño de veleros, ya que aun existiendo una amplia gama de diseños de proas diferentes a las clásicas en V, ninguna de ellas es tan extrema como la de *Raison*. En vientos portantes la superioridad es muy clara, obteniéndose una mayor inercia longitudinal de la flotación, ganando por lo tanto estabilidad y consiguiendo un mayor rendimiento en el sistema vélico ya que se generan menos perturbaciones al disminuir la amplitud del cabeceo. Con poco mar y viento esto no es tan importante pero con mares formados y con grandes planeadas este hecho es muy significativo, pues en lugar de hundir la proa con casi cada nueva ola, la proa se eleva por encima de la misma evitando esa gran frenada. En ceñida esto también se cumple sin embargo al no producirse grandes planeadas las ventajas no son tan evidentes.



Figura 1.12. David Raison y su embarcación *TeamWork Evolution* (Magnum)

Para ángulos reales de viento de entre 60 y 90 grados respecto a la proa es imbatible, llegando a alcanzar un nudo más de velocidad que la mayoría de sus rivales.

Los IMOCA Open 60 más novedosos de la edición de 2012-2013 son los diseños de VPLP-Verdier gemelos de “Macif” y “Banque Populaire”, el “Acciona 100% EcoPowered” diseñado por Owen Clarke Design y “Cheminées Poujoulat”, obra de Juan Kouyoumdjian. Los dos primeros apuestan por dar bastante volumen en los pantoques y en la parte delantera. El Acciona es un diseño excepcional por ser el primero de su clase en no incorporar un motor diesel, diseño de que ya se hablará en una fase más avanzada del proyecto. El último, por su parte, ha sido de la misma mesa de diseño de donde han salido los ganadores de las tres últimas ediciones de la Volvo Ocean Race, tiene una proa donde deja entrever esta nueva línea, figura 1.14. En embarcaciones con este tipo de proa la línea de flotación comienza algo más atrás de la unión entre roda y fondo, esa es una de las claves para conseguir una gran eficiencia en planeadas.

En estos diseños se aprecia claramente lo expuesto en las páginas anteriores, con las nuevas velocidades se necesita un mayor volumen en la mitad delantera de la embarcación debido a las ventajas que proporciona un mayor empuje dinámico en términos de velocidad y estabilidad.



Figura 1.13. Embarcación *Macif*

En la siguiente imagen aparece la embarcación “*Cheminées Poujoulat*” diseño de Juan K. en donde se aprecia la terminación en U de la proa, buscando ese mayor volumen.



Figura 1.13. Embarcación *Cheminées Poujoulat*

Además de estos ejemplos esta tendencia se aprecia también en los diseños de la última *Volvo Ocean Race*, otra regata oceánica alrededor del mundo, con veleros con quillas pivotantes pero de 70 pies de eslora en lugar de 60 y con tripulación en lugar de en solitario. En concreto dos de los participantes resaltaban por el carácter redondeado de

sus proas. En la figura 1.14. se aprecia la diferencia entre el “Groupama”, diseño de Juan K. y ganador de la última edición y un diseño más antiguo de la anterior edición “Sanya”, donde se aprecia esta evolución.



Figura 1.14. Embarcación Groupama y Sanya



Figura 1.15. Embarcación Abu Dhabi

Aunque son esloras diferentes y conceptos diferentes de regatas en las que participan, al final lo que buscan es una mayor facilidad de planeo y una mayor estabilidad dinámica a parecidos números de Froude.

A parte de las ventajas que se han explicado anteriormente está la cuestión de las líneas de agua cuando la carena se encuentra escorada, es decir en el caso de un velero prácticamente todo el tiempo. No tendría sentido estudiar exclusivamente las líneas de agua del casco adrizado, hay que hacer especial énfasis en su estudio con escora ya que es ahí donde realmente se sacan diferencias entre un casco y otro. Si no se optimizara el casco para una escora dada se podría llegar al diseño erróneo de conseguir una superficie mojada reducida en posición adrizada y una demasiado elevada con escora; lo que se traduciría en una reducción de velocidad a vela.

El arquitecto naval francés François Chevalier propone el diseño de un maxiyate de 100 pies con una proa igual a la de los Scows americanos donde se explica este fenómeno:

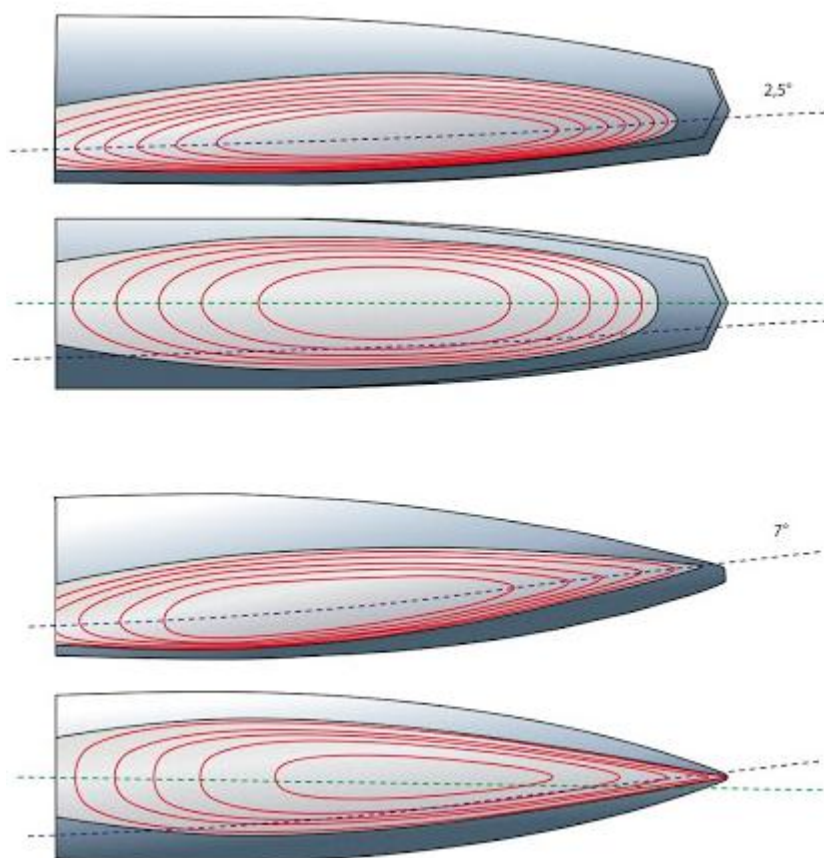


Fig. 1.15. Comparación de líneas de agua en carenas diferentes

Al estudiar estas dos superficies mojadas, una con las formas de proa redondeadas y otra con las formas convencionales de monoscas, ambas escoradas, se aprecia como el ángulo formado entre la línea de crujía y el centro de la superficie mojada que se crea al escorar es menor en el de las formas redondeadas, se llega a reducir hasta tres veces en muchas situaciones de escora, esta es la clave para que estas formas sean capaces de reducir entre dos y tres grados el ángulo de ceñida.

3.1. Consideraciones preliminares

Una vez explicado el por qué de las diferentes formas que debe tener la carena basado en la teoría y en las embarcaciones de competición actuales es hora de comprobar con el software disponible cuál de las formas son las más adecuadas, pues dado el carácter técnico del proyecto no sería correcto basar el diseño en la mera intuición. Para ello es necesario meditar qué herramienta usar: series sistemáticas, métodos numéricos o recurrir a herramientas “CFD” (Computational Fluid Dynamics). Lo lógico parece usar CFDs ya que dadas las formas un tanto especiales de este tipo de veleros y dada la edad de series sistemáticas como Delf, Compton, Savitsky etc, no se puede asumir que las formas que aquí se plantean se parezcan a los modelos en los que se basaron dichas series. A su vez, si sumamos que la optimización debe centrarse en el planeo de la embarcación y que dicho planeo se produce con una escora en concreto el lector fácilmente puede entender que lo más recomendable es irse a este tipo de software. Si el objetivo del proyecto fuera calcular una resistencia dada a una velocidad concreta con la carena adrizada no sería lo adecuado ya que en general el software CFD aun no es muy exacto en hacer cálculos analíticos. Como de lo que aquí se trata es de optimizar unas formas comparando diferentes diseños en un rango de velocidades dado, es muy idóneo usar este tipo de herramienta.

Sin embargo una vez se ha decidido qué herramienta usar saltan varias dudas adicionales, si lo que se busca es mejorar el comportamiento durante el planeo ¿qué sería más correcto usar cálculo de resistencia al avance sólo o complementar este estudio con el comportamiento con ola de unas determinadas formas?. No cabe duda que si se diseña una proa con unas formas determinadas y se comprueba que en esa zona las amplitudes máximas del movimiento son menores con otro tipo de proa se está logrando el objetivo que no es otro que optimizar el planeo de la embarcación. A su vez, se puede llegar al error de llegar a unas formas muy óptimas en cuanto a comportamiento pero que ofrezcan una mayor resistencia al avance, por lo tanto se debe de seguir un proceso iterativo, primero se debe comprobar que no se tiene un pico de resistencia para la gama de velocidades a estudiar y una vez estudiado esto se debe analizar cómo se comporta con oleaje en un programa de comportamiento en la mar.

Dentro de este estudio se tienen que diferenciar dos zonas básicas para su modificación, la primera que ya se ha comentado en líneas anteriores y que es la más influyente en el comportamiento global de la embarcación es la proa, dependiendo de las líneas de agua que se creen se comportará de una u otra forma y tendrá una mayor o menor resistencia; con oleaje y en régimen de planeo esta zona estará emergiendo y sumergiendo continuamente. La segunda zona y no menos importante es la popa, según su terminación se conseguirá generar una mayor o menor sustentación dinámica y por lo tanto se provocará o retrasará el planeo del casco. Sin embargo en esta zona será muy importante crear un diseño con el que se consiga disminuir en gran medida la resistencia,

esto es, se deben crear unas líneas de salida del flujo que circula alrededor de la carena tal que retrasen la aparición de vórtices lo más posible. Para hacer esto se ha decidido a proceder del siguiente modo: primero se diseñan varias popas diferentes, cambiando parámetros como manga en flotación, espejo de popa más o menos sumergido, formas más o menos redondeadas, etc. Una vez diseñadas se estudia cuál de ellas tiene menos resistencia al avance en los números de Froude a estudiar usando para ello *Tdyn* que usa las ecuaciones de la mecánica de fluidos referidas a un flujo de tipo viscoso. El segundo paso es diseñar distintas configuraciones de proas y unirlas a la popa seleccionada en el paso anterior para estudiar cuál de ellas tiene un mejor comportamiento en la mar con oleaje en un espectro de oleaje concreto característico de los mares del sur. Para ello se parte de una carena base muy parecida a los modelos actuales y posteriormente se modifican las partes indicadas anteriormente.

Para realizar todo este proceso se va a usar el software *Maxsurf* para el diseño de las carenas, *Tdyn* para el estudio de la resistencia y módulo *Seakeeper* de *Maxsurf* para el comportamiento en la mar.

Para determinar bajo qué ángulo de escora se van a ensayar las diferentes carenas se ha recurrido al parámetro del ángulo de Dallenbaugh, que no es más que un ratio que indica si el barco es blando o rígido para una determinada área vélica, desplazamiento, altura metacéntrica y distancia vertical entre el centro de esfuerzos vélico y el centro de esfuerzos de la obra viva. De los parámetros nombrados se desconoce este último ya que aun se está en los primeros esbozos del proyecto, sin embargo como existe un margen se ha decidido ir a unos 11 grados de escora que sería óptimo para la navegación en rumbos portantes desde el punto de vista de la eficiencia vélica para este tipo de embarcaciones.

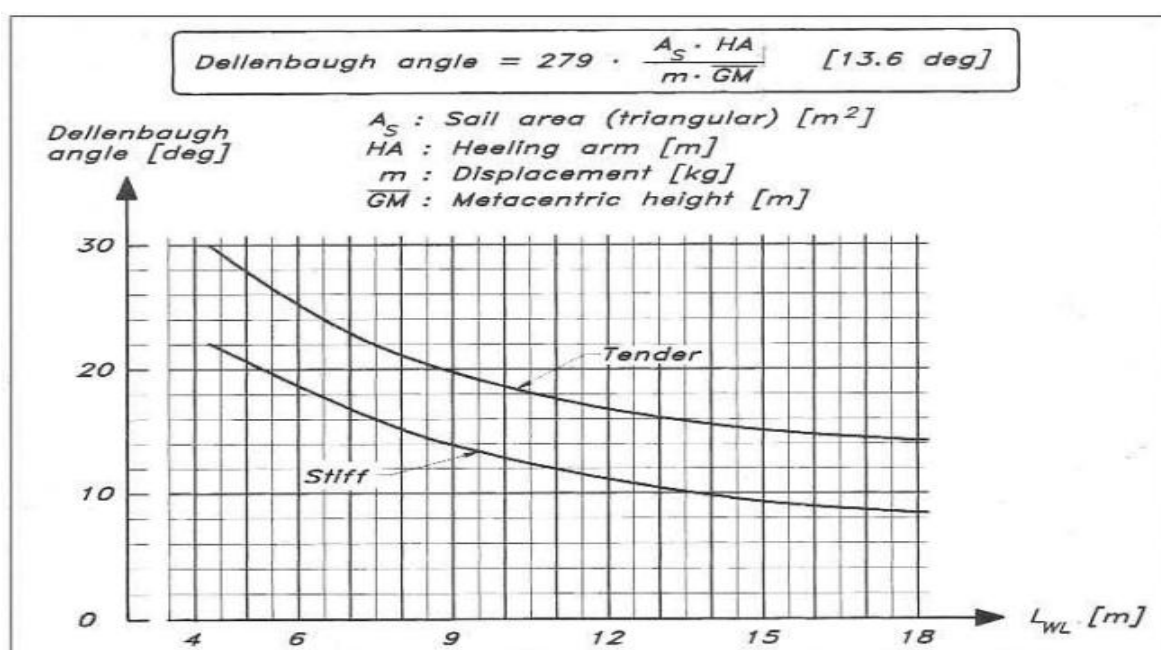


Fig. 1.16. Ángulo de Dallenbaugh

De esta forma se deben crear unas formas que sean óptimas para este ángulo de escora. Sin irse a extremos se debe entender que diseñar las formas de un velero desde el punto de vista de la escora va a dar como resultado una mayor eficiencia en la velocidad que si se diseñara basándose en las líneas de agua de la carena adrizada. Esto se puede entender fácilmente si se piensa en la naturaleza misma de una embarcación a vela; esta no es otra que el viento ya que para que un velero navegue es indispensable, y con éste irremediabilmente se produce una escora. Ésta como es lógico depende de varios factores entre los que está el viento, sin embargo en las embarcaciones con quilla abatible se puede modificar la escora variando el ángulo de inclinación de la quilla, de forma que hay una mayor libertad para diseñar unas líneas de agua que sean más eficientes con una escora concreta. Incluso habiendo muy poco viento se puede dejar caer la quilla ligeramente a sotavento para conseguir la escora necesaria. Esto es similar a lo que se hace en las embarcaciones sin quilla abatible desplazando a la tripulación a una u otra banda para conseguir la escora idónea.

A la hora de diseñar las cinco popas se ha ido a los últimos diseños, se han probado popas con diferentes niveles de inmersión del espejo de popa. La ventaja de diseñar una popa que con poca escora no sumerja el espejo de popa es que tiene una menor superficie mojada y por lo tanto una menor resistencia con vientos ligeros. Sin embargo las ventajas que ofrecen una popa de espejo sumergida con muy pocos grados de escora es que va a conseguir antes que se forme el desprendimiento de flujo en la popa y que por lo tanto se alargue la eslora ficticia, alejando las crestas de las olas que se generan en proa y popa y consiguiendo planear antes.

A su vez, se han diseñado popas con codillos que se ajustan a esos 11 grados de escora. Con el codillo se consigue una mayor sustentación y estabilidad a grandes velocidades para la escora de diseño. En cuanto a la parte inferior de la zona de popa se ha buscado que tenga una forma bastante plana para la escora escogida consiguiendo una mayor sustentación dinámica. Así se ha ido variando la curvatura de las líneas de agua, posición de codillos y posición longitudinal del centro de carena para comparar como afectan a la resistencia viscosa, a la de presión y a la altura de las olas que se generan.

Además de lo expuesto anteriormente se ha decidido optimizar las carenas para una velocidad de 15 nudos correspondiente a la velocidad media más aproximada a la última alcanzada por el ganador de la edición de 2012-2013 de la Vendée Globe, que se sitúa en 15.2 nudos. Aunque lo ideal sería realizar todos los cálculos a todas las velocidades de todas las carenas se entiende que dado el carácter no profesional de este estudio y dada la proporcionalidad entre las velocidades de las diferentes carenas correspondientes a números de Froude de entre 0.4 a 0.8, los resultados son asumibles.

En las primeras etapas del proyecto al no conocerse el centro de gravedad se debe de estimar para poder realizar la estabilidad con un mínimo de objetividad y así obtener unas líneas de agua que sean realistas. Si no se hace así puede ocurrir que al fijar datos y

posiciones de los pesos, se genere un trimado tal que distorsione las líneas de agua que en principio eran idóneas. Así pues tenemos la siguiente lista de pesos aproximados y su posición relativa respecto a la perpendicular de popa.

	Cantidad	Masa unitaria	Masa total	Xg	Mt x Xg	Yg	Zg	Mt x Zg
Casco	1	1750	1750	8,8	15426,4	0	0,5	876,5
Orza	1	950	950	8	7616	0	-1,62	-1542,24
Bulbo	1	3400	3400	8	27200	0	-4,3	-14620
Motor y propulsor	1	100	100	5	525	0	0	0
Generador	1	70	70	9,7	776	0	-0,1	-8
Baterías	4	30	120	10	1000	0	-0,35	-35
Potabilizadora	2	80	160	10,7	1712	0	-0,1	-16
Bomba lastre	1	50	50	8	400	0	0,2	10
Palo, botavara	1	700	700	10	7000	0	11	7700
Equipo cubierta	1	400	400	5	2000	0	1	400
Anclas, cadenas	1	100	100	6	600	0	0,2	20
Equipo electrónico	1	100	100	8	800	0	0,4	40
			7900	8,235			-0,908	

Tabla 1.2. Centro de gravedad aproximado

De los muchos resultados que se pueden obtener con *Tdyn* se ha elegido comparar la resistencia de presión que representa la resistencia por formación de olas, la resistencia viscosa, y la altura de ola. Cada uno de estos resultados hay que estudiarlos por separado ya que cada uno tiene su forma particular de postprocesado. *Tdyn* aporta unos resultados dentro de la discretización temporal y espacial que se le ha dado. En lo que corresponde a la discretización temporal se ha elegido simular 62.5 segundos, con un espaciado entre cálculos de 0,125 segundos, o sea un total de 500 cálculos por cada carena. Por lo tanto para cada carena hay 500 datos de resistencia y altura de ola. Para ordenar y racionalizar toda esta información se ha decidido hacer una regresión polinómica con la resistencia por formación de olas, con la viscosa y con la altura de la ola para ver la evolución con respecto al tiempo de los datos, obteniendo finalmente un promedio de todos los resultados.

Para la altura de ola se ha calculado no solo la altura sino la integral de las alturas de ola en cortes longitudinales y transversales, este parámetro sin tener demasiado significado físico sí que sirve para realizar comparaciones entre las diferentes alternativas elegidas ya que da una idea de la cantidad de elevación neta que se produce en cada uno de los planos elegidos. Los cortes transversales y longitudinales se han realizado paralelos a la perpendicular de popa y a crujía respectivamente. Los transversales se han realizado en la perpendicular de popa, a cuatro y a ocho metros de la misma. Los longitudinales a tres metros de crujía hacia babor, y a dos metros hacia estribor y en crujía. De esta forma los cortes se quedan muy cercanos a la flotación que es donde interesa medir estos parámetros.

Aunque a priori no parezca intuitivo, no solo es interesante los factores nombrados en los párrafos anteriores, también es de sumo interés las fuerzas que se generan en el eje transversal. Dado que se está tratando con una flotación asimétrica provocada por la escora de la embarcación, se producen fuerzas en dicho eje transversal. De esta forma según se diseñe de una forma u otra se puede generar un mayor o menor desprendimiento de flujo en la cara de barlovento de la flotación, y por lo tanto una mayor o menor sustentación transversal. Esto puede parecer algo trivial pero ciertamente al estar situada esta fuerza por encima del centro de gravedad se genera un par que puede ser adrizante si el sentido de dicha fuerza es hacia barlovento o escorante si es hacia sotavento. Además del par que se genera si el sentido de la resultante de estas fuerzas fuera hacia sotavento se generaría una deriva muy perjudicial para el rendimiento de la embarcación; esta fuerza transversal es una componente más a comparar para seleccionar la carena resultante.

En cuanto a la resistencia al avance, el programa la divide en resistencia de presión debida a la formación de olas y resistencia viscosa, aunque una de las razones para seleccionar la popa era la de conseguir una popa que tuviera la menor resistencia viscosa no se puede dejar de lado la debida a la de formación de olas. Sin embargo se debe hacer un estudio más relevante de la resistencia por formación de olas cuando se diseñen las proas.

Como resultado del estudio para cada popa hay cuatro tipos de datos interesantes a estudiar: la resistencia por formación de olas, la viscosa, la integral de la altura de ola, y la fuerza que se genera en el eje transversal, tanto su magnitud como su sentido.

4. Características y resultados del cálculo de las diferentes popas

En este apartado se va a realizar un resumen del proceso empleado en el cálculo de las cualidades hidrodinámicas de cada una de las popas.

4.1. Cálculo de los datos de entrada

El software Tdyn necesita que se definan una serie de características del fluido, así como de las superficies y los sólidos que intervienen en el procesado del cálculo. Así pues se resume a continuación los datos empleados.

Velocidad= 7.716 m/s

$Rn=131832398.8$

$Fr=0.57$

Viscosidad cinemática $\mu= 1.07 \cdot 10^{-3} \text{ Kg/m}\cdot\text{s}$

Viscosidad dinámica $\nu= 1.067 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Modelo de turbulencia: K-epsilon ya que $Re > 105$

Ratio viscosidad turbulenta/viscosidad= 5

Viscosidad turbulenta= $5.35 \cdot 10^{-3}$

Tensiones de Reynolds $\tau_w=35.4123 \text{ N}$

$C_f=2.6901 \cdot 10^{-5}$

Velocidad adimensionalizada con el esfuerzo en la pared $u_\tau=0.1859 \text{ m/s}$

Intensidad de la turbulencia $TIL=0.0515 = 5.15 \%$

Energía cinética turbulenta $K=1.37 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}^2$

Longitud de la escala turbulenta (Eddy lenght) $=2.35 \cdot 10^{-5} \text{ m}$

Tdyn utiliza la ley de Reycharadt para modelizar la capa límite, donde el valor del espesor de la capa límite se puede obtener de la Ley de Blasius; obteniéndose los siguientes resultados:

Espesor de la capa límite $\delta=0.00796 \text{ m}$

$Y+= 141.753 \text{ m}$

Para la discretización espacial se recurre al número de Courant para obtener el mínimo tamaño de malla necesario para obtener unos resultados coherentes:

Número de Courant $C=0.045$

Tamaño máximo de malla $h_i=0.694$

Se ha usado un tamaño de malla no estructurada de 0.2 en la parte de la obra viva y de 0.5 en la superficie libre por lo que se está dentro del mínimo necesario. A su vez se ha indicado que haya un crecimiento de 0.3 en el tamaño de transición de un tamaño de malla a otro, para el resto del volumen de control se ha limitado el tamaño máximo a 4.35 ya que lo realmente importante es la zona de la superficie libre.

En el caso de la discretización temporal como se ha comentado anteriormente se ha llegado a 500 pasos para llegar a un total de 62.5 segundos, más que suficiente ya que el mínimo recomendado por *tdyn* para los datos de la carena en estudio es de un mínimo de 45 pasos y de 5 segundos de simulación. Para cada una de las carenas se han seleccionado un total de 20 datos más representativos, esto es, se han evitado las zonas de grandes fluctuaciones e inestabilidades. Gracias a que se ha generado mucho tiempo de simulación se pueden apreciar estas zonas de inestabilidades y desechar o elegir la zona donde realmente se aprecia una estabilidad en los cálculos.

A cada una de las carenas se le ha dibujado una superficie en la popa cuyo objetivo no es otro que imitar el flujo que se produce en esta zona cuando la embarcación está en régimen de planeo. Análisis experimentales a alta velocidad indican que el flujo en la zona del espejo muestra una discontinuidad local en el campo de elevaciones de ola. En estos casos la solución estándar de la ecuación de superficie libre no converge generándose inestabilidades. A bajas velocidades si se obtiene una solución pero a altas velocidades se producen las incoherencias matemáticas antes descritas. Con esta superficie adicional que se le añade a la carena se consigue que las ecuaciones tengan una solución real.

Esta superficie converge en un pico ya que como ocurre en la realidad, el flujo de agua perturbado converge en un punto al pasar por el casco. Estas superficies se han dibujado tangentes a la flotación y al casco por la parte inferior de modo que la transición sea suave, además se han especificado al programa las condiciones de frontera inherentes a los fenómenos que se producen ahí. Si esto no se indicara el programa lo tomaría como parte del casco y como es lógico añadiría resistencia viscosa falsa.

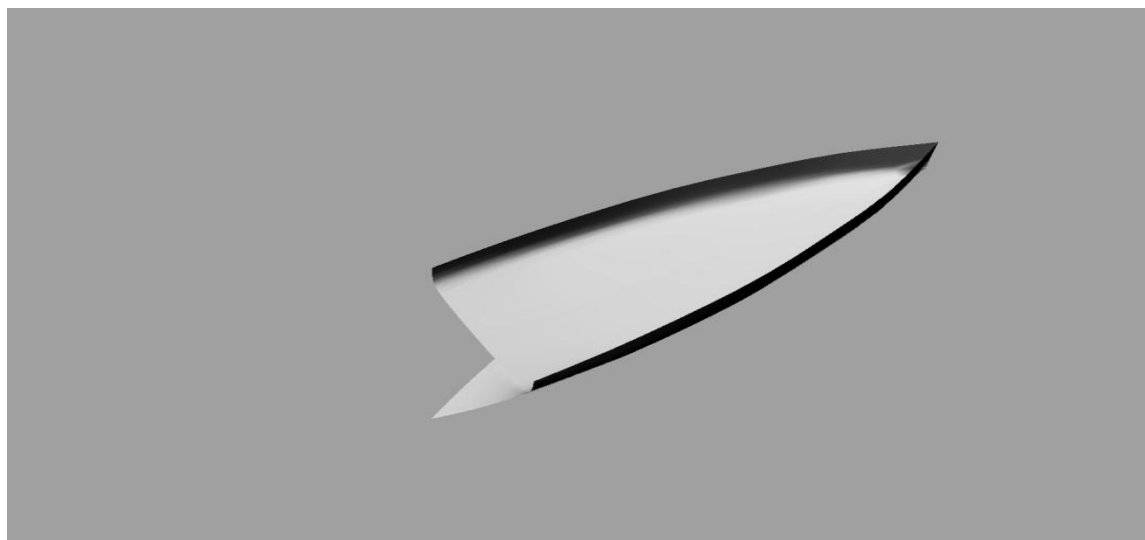


Figura 1.16. Vista 3d de la “cuchara” para la simulación CFD

4.2. Popa 0

La primera de las formas se ha dibujado atendiendo a documentos gráficos de los diseños de los cascos más nuevos de la edición 2012-2013 de la Vendée Globe. Tiene una popa de espejo y formas bastante planas con un codillo correspondiente a la flotación a 11 grados de escora, de modo que cuando escora se incrementa la estabilidad y la sustentación. También el codillo provoca una mayor homogeneidad en la salida del flujo en la transición del pantoque al fondo. Está muy aceptada esta característica sobre todo en los diseños más recientes, ya que una vez que se ha entrado en régimen de planeo una arista disminuye la espuma generada y provoca una separación limpia del flujo y el casco, evitando turbulencias en una zona cercana a la flotación y aumentando la eslora virtual de la embarcación. Así para los 11 grados de proyecto se obtienen las siguientes líneas de agua.

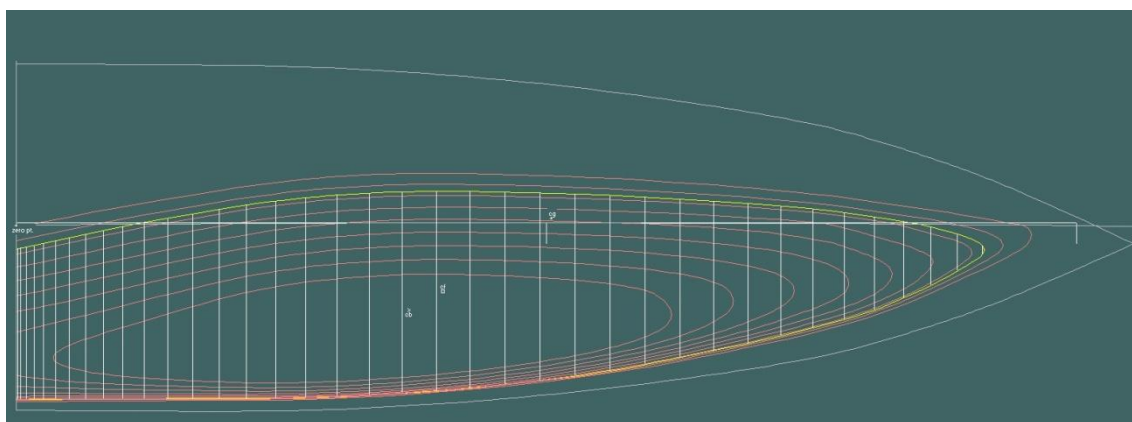


Figura 1.17. Líneas de agua de la popa 0

Se aprecia como en la zona de más a popa la salida de las líneas de agua es prácticamente plana, y la flotación en estribor acaba siguiendo el codillo que se ha descrito anteriormente.

En la siguiente imagen se ve la imagen de las olas que se generan a la velocidad de proyecto.

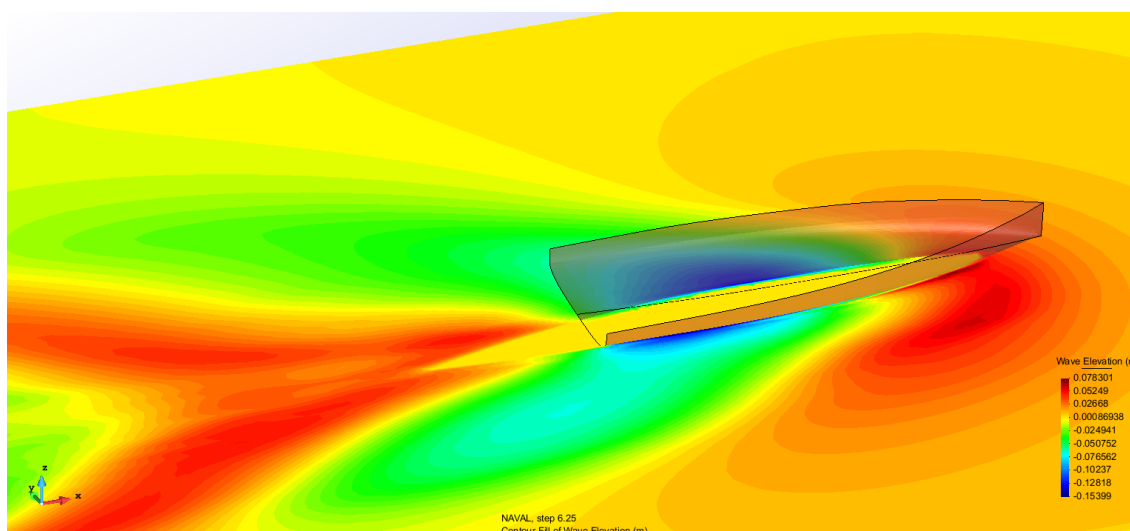
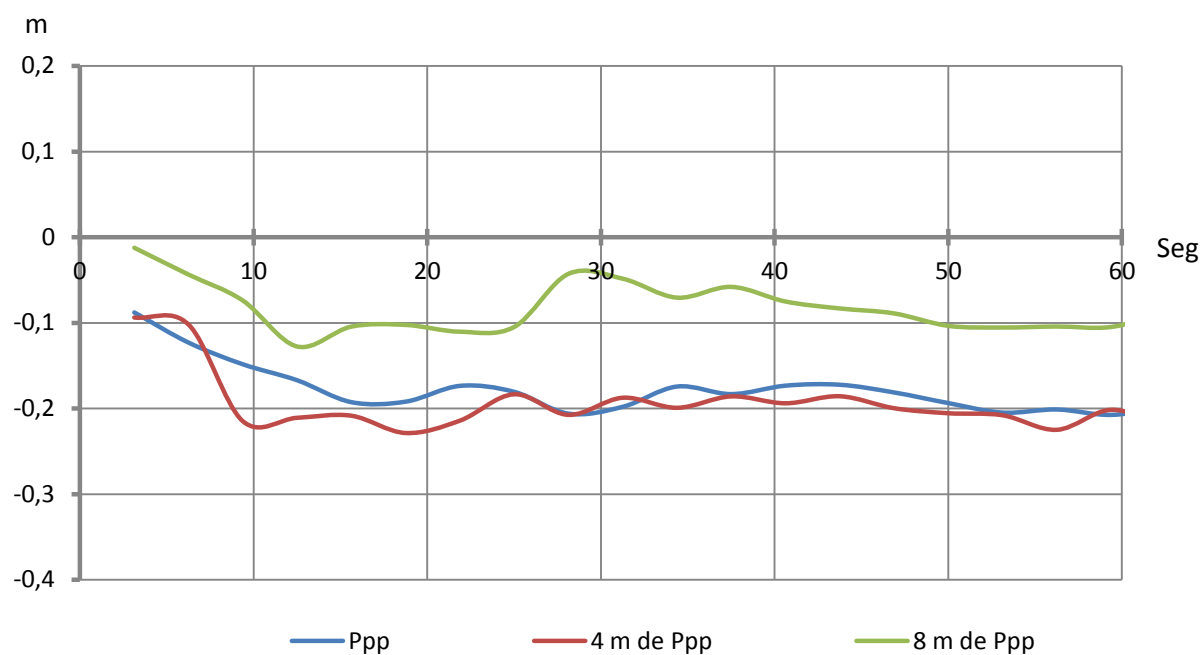


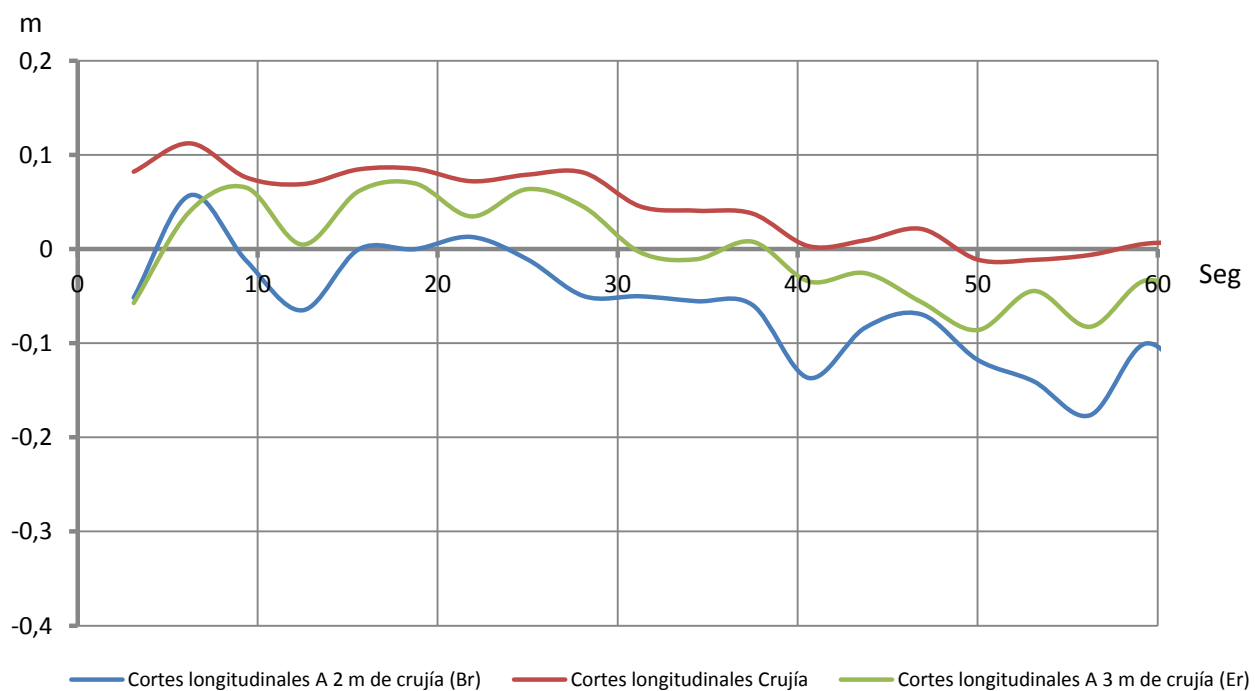
Figura 1.18. Olas generadas por la popa 0 como resultado de la simulación CFD

Como se ve la flotación es tangente al codillo, cosa para la que se ha diseñado. Además de esto se ve como el inicio de la eslora de flotación está retrasado, este efecto es muy deseable para la navegación en régimen de planeo ya que provoca una sustentación adicional al alcanzar una ola y se evita un frenado brusco. En aguas tranquilas no resulta tan beneficioso como una proa muy esbelta pero como se ha explicado en la primera fase del proyecto se busca optimizar la carena para una situación de planeo más que para la navegación con viento ligero.

A continuación se muestran las gráficas de las integrales de la altura de ola en los planos de corte transversal y longitudinal. En el eje de abscisas se sitúa el tiempo de simulación y en ordenadas la integral de la altura de ola.



Gráfica 1.2. Altura de ola en cortes transversales de la popa 0



Gráfica 1.3. Altura de ola en cortes longitudinales de la popa 0

4.3. Popa 1

En el segundo diseño se ha decidido aplanar aun más las formas para la escora de proyecto, con esto se pretende ver si mejora o empeora esta característica respecto al diseño inicial. También se ha aumentado levemente la curvatura longitudinal del codillo.

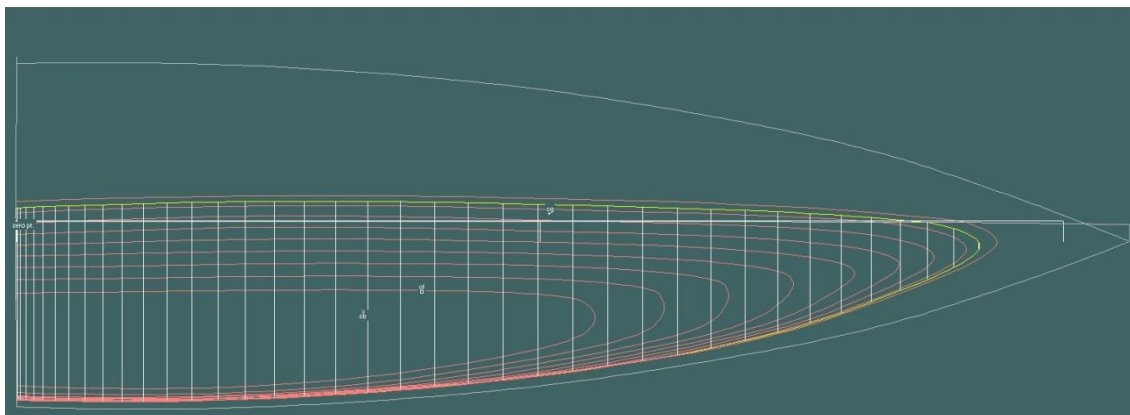
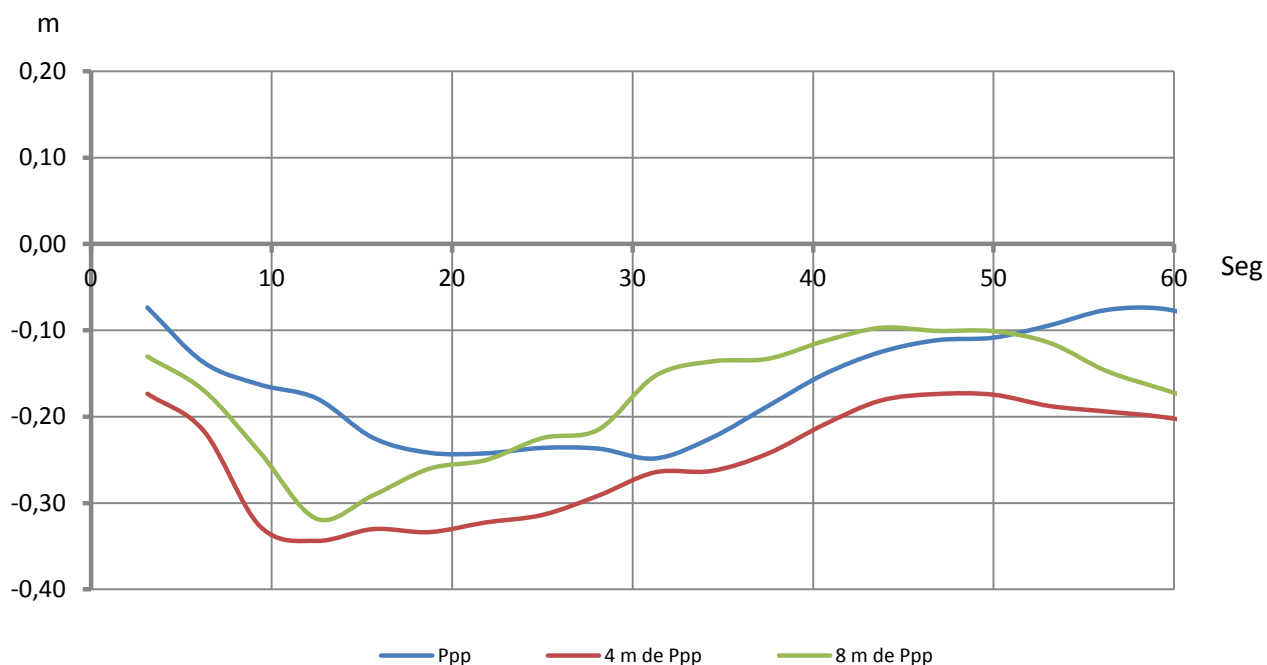
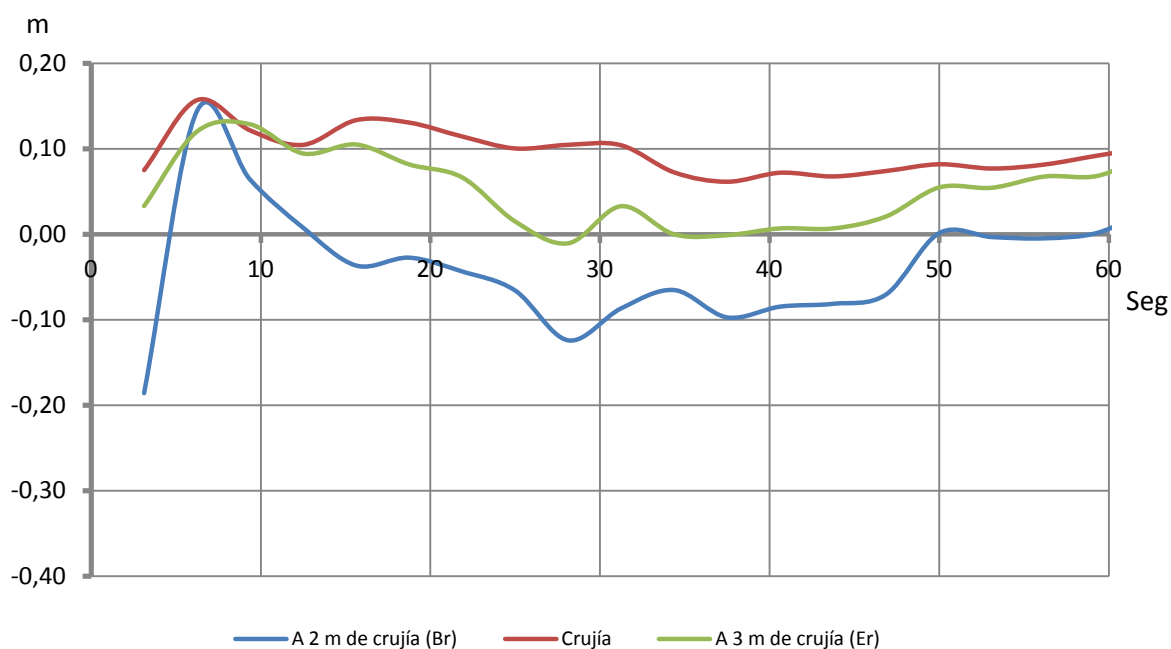


Fig. 1.19. Líneas de agua de la popa 1

Al igual que en el caso anterior se adjuntan las gráficas de la integral de la altura de ola para los diferentes cortes transversales y longitudinales.



Gráfica 1.4. Altura de ola en cortes transversales de la popa 1



Gráfica 1.4. Altura de ola en cortes longitudinales de la popa 1

Se aprecia como este segundo diseño se genera una mayor altura de olas, esto se hace patente en prácticamente todos los cortes, tanto los longitudinales como en los transversales.

4.4. Popa 2

En el siguiente diseño se ha vuelto a curvar un poco la zona de babor, ya que en el diseño anterior se habían empeorado los resultados iniciales de la altura de las olas generadas.

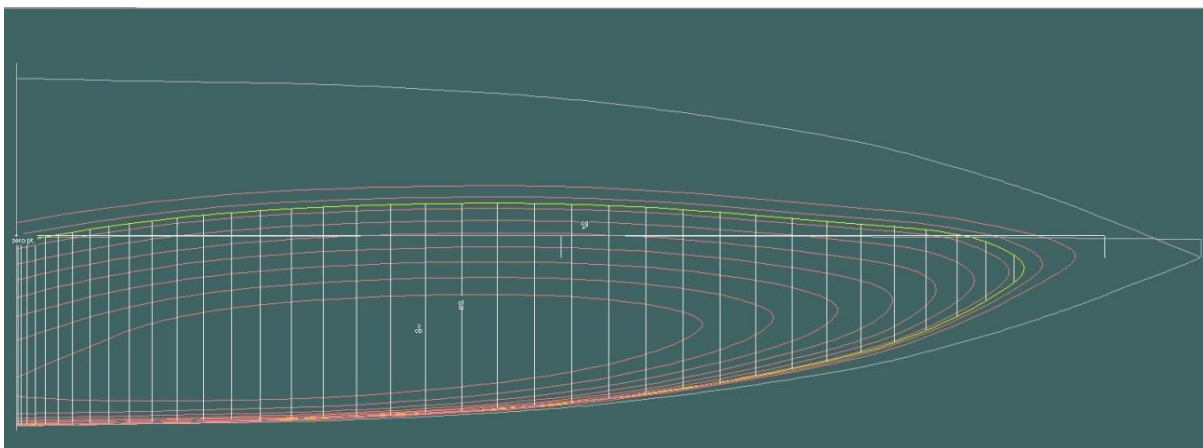
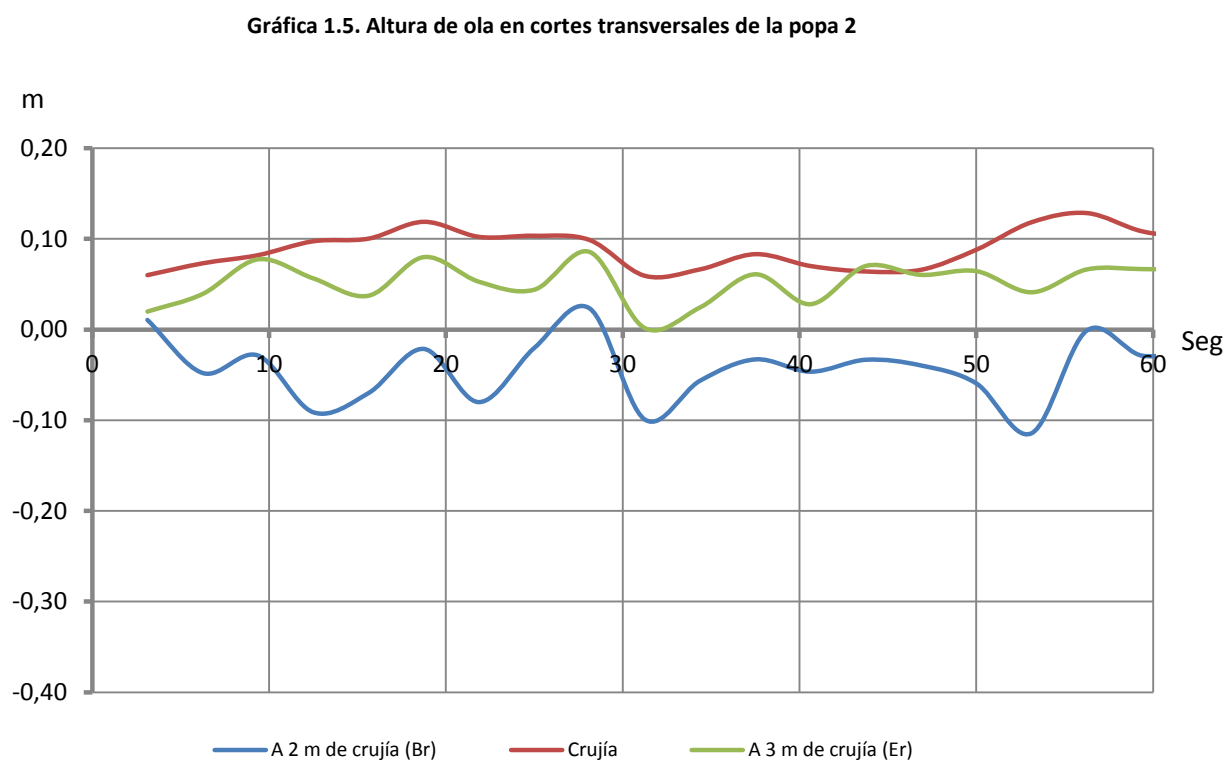
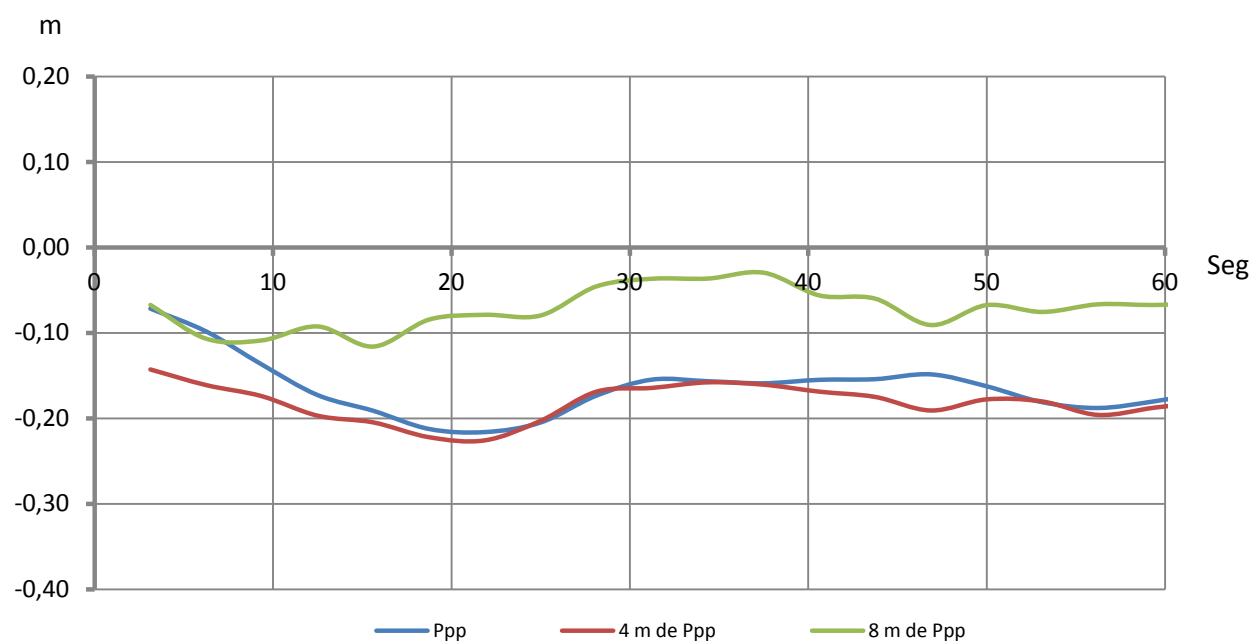


Fig. 1.20. Líneas de agua de la popa 2

Si se observan los resultados de las gráficas se aprecia una reducción considerable de las alturas de ola respecto a la popa 1.



4.5. Popa 3

En la popa 3 se ha intentado probar un nuevo diseño bastante plano en crujía pero con una mayor curvatura en los pantoques, sin el codillo que se había mantenido en los tres anteriores y con el centro de flotación un poco más a popa.

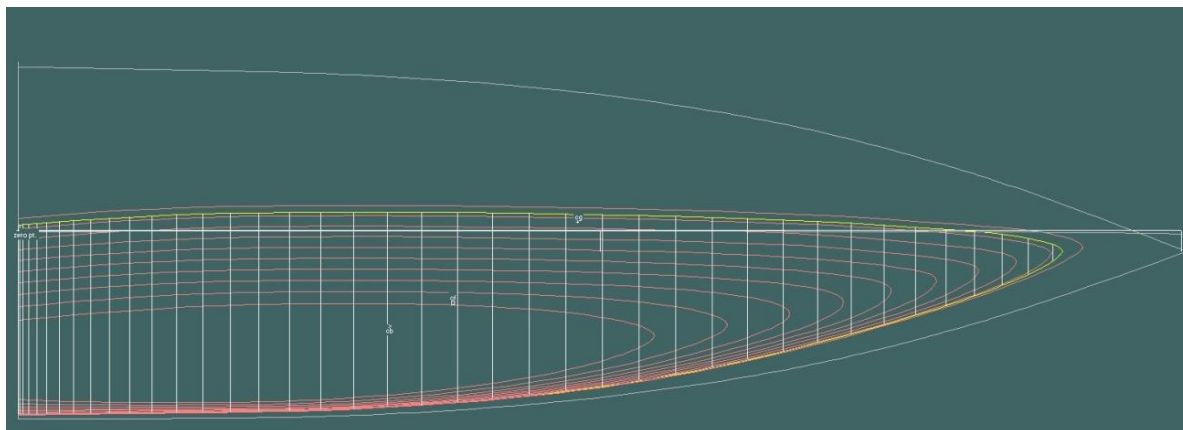
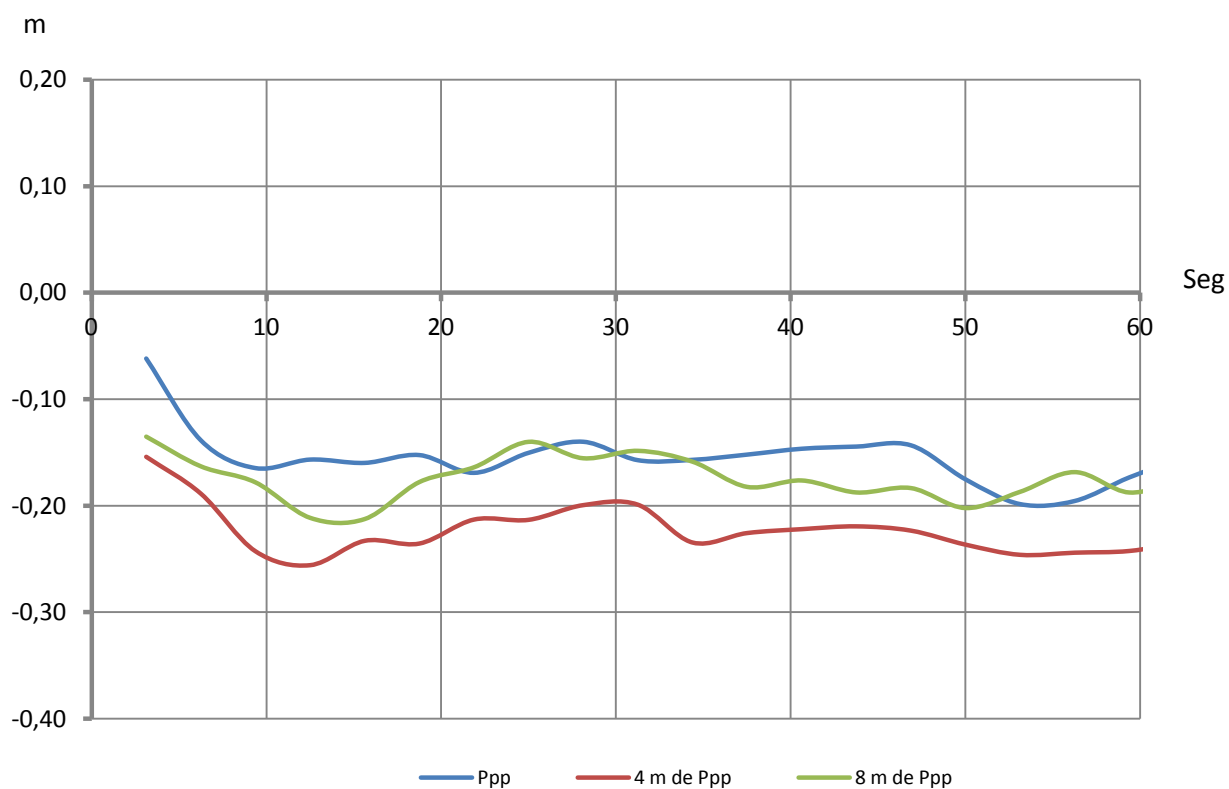
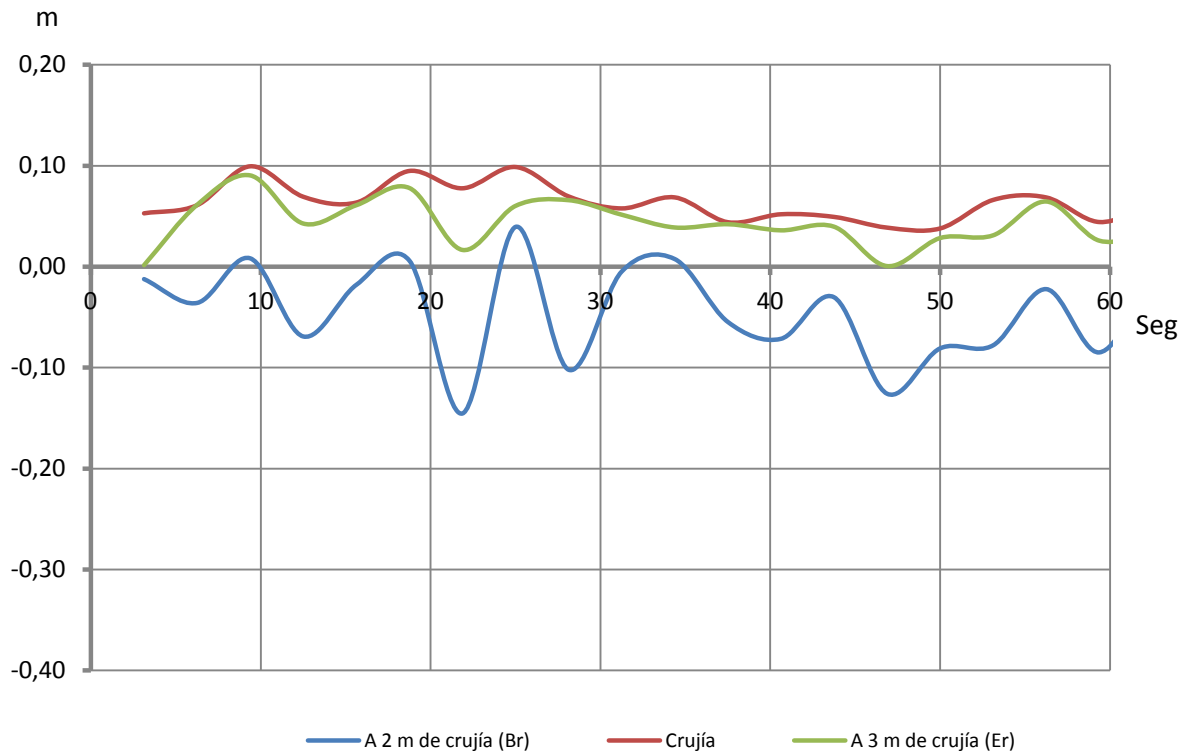


Fig. 1.21. Líneas de agua de la popa 3



Gráfica 1.7. Altura de ola en cortes transversales de la popa 3



Gráfica 1.8. Altura de ola en cortes longitudinales de la popa 3

Estas modificaciones no han supuesto una reducción del oleaje formado, de hecho se aprecia en los planos paralelos a la perpendicular de popa un incremento de la integral de la altura de ola respecto a los diseños anteriores. Al igual ocurre con los planos paralelos a crujía.

4.6. Popa 4

En el diseño de la popa número 4 se han hecho unas líneas de agua con una entrada más fina en la zona frontal de la parte de popa. Esto se ha conseguido aumentando la astilla muerta y la inclinación de la zona inferior del casco, la idea es ver cómo varían tanto la resistencia como la formación de olas una vez se ha aumentado la inclinación inferior del casco.

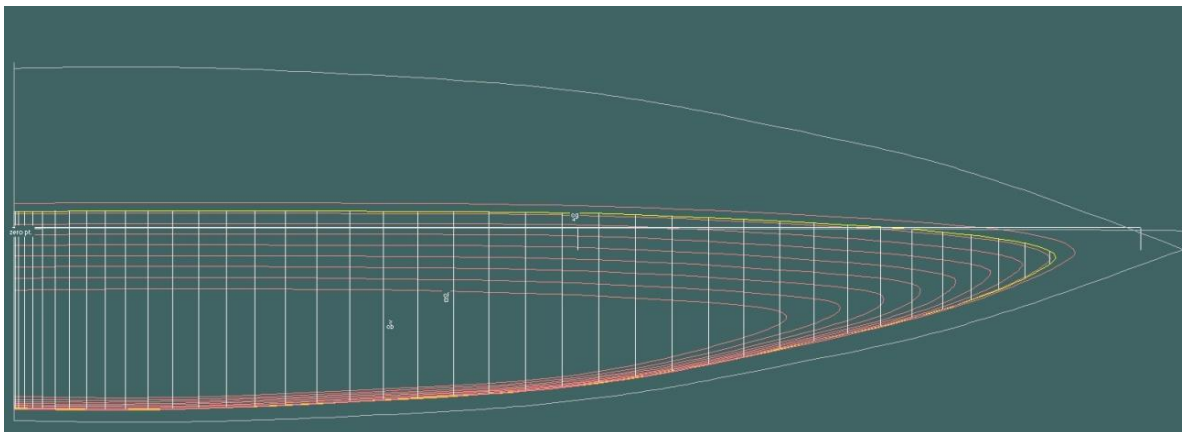
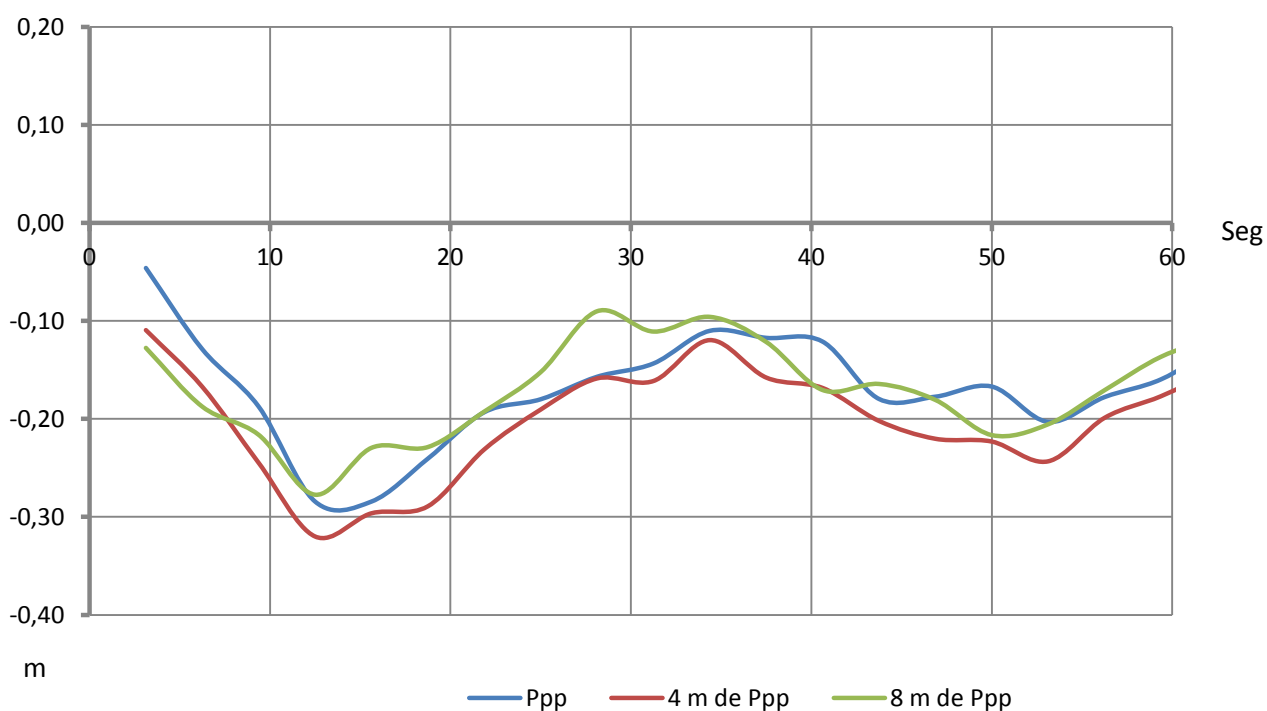
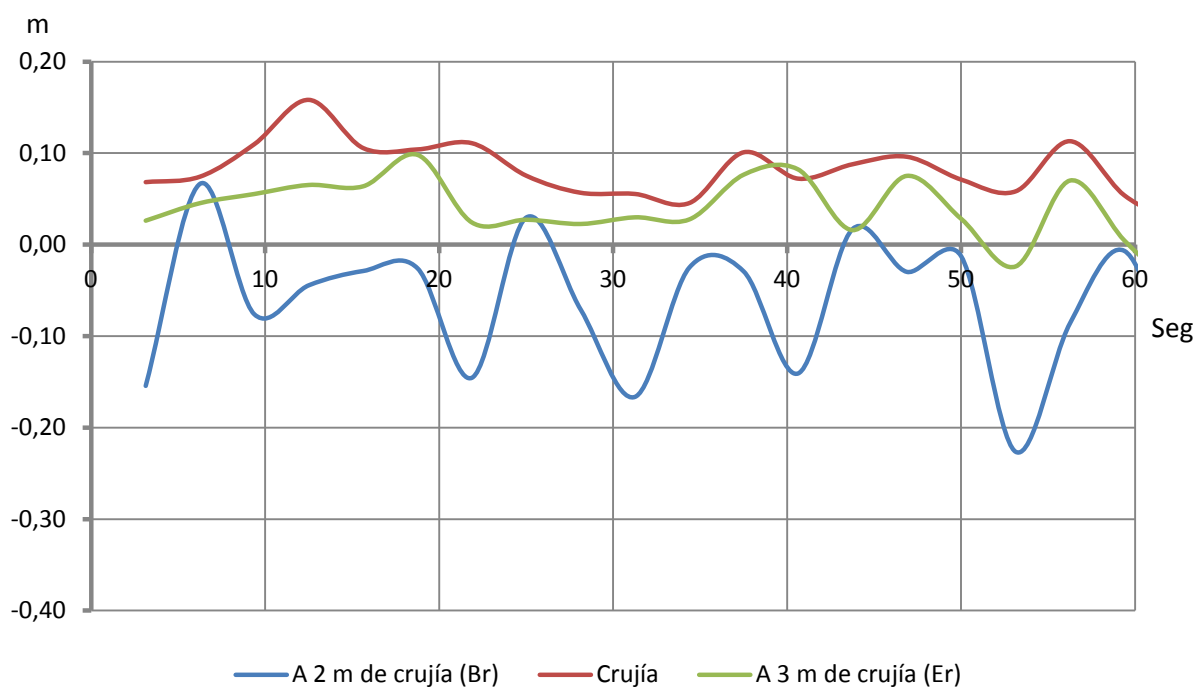


Fig. 1.22. Líneas de agua de la popa 4



Gráfica 1.9. Altura de ola en cortes transversales de la popa 4



Gráfica 1.10. Altura de ola en cortes longitudinales de la popa 4

4.7. Popa 5

Por último la popa 5 se ha diseñado de modo que en posición adrizada no tuviera parte de la popa sumergida, reduciendo la superficie mojada en dicha posición. Al hacer este diseño se aprecia que cuando está escorado las líneas de agua en la popa adquieren una mayor curvatura, esto hace que se adelante la posición del centro de carena y de flotación respecto a los diseños anteriores. A priori, como se ha visto en la primera parte del proyecto, un centro de carena retrasado favorece la estabilidad en el planeo de la embarcación, pero es muy interesante hacer una comparación entre popas más o menos sumergidas, es decir, entre carenas con el centro de carena más o menos retrasado.

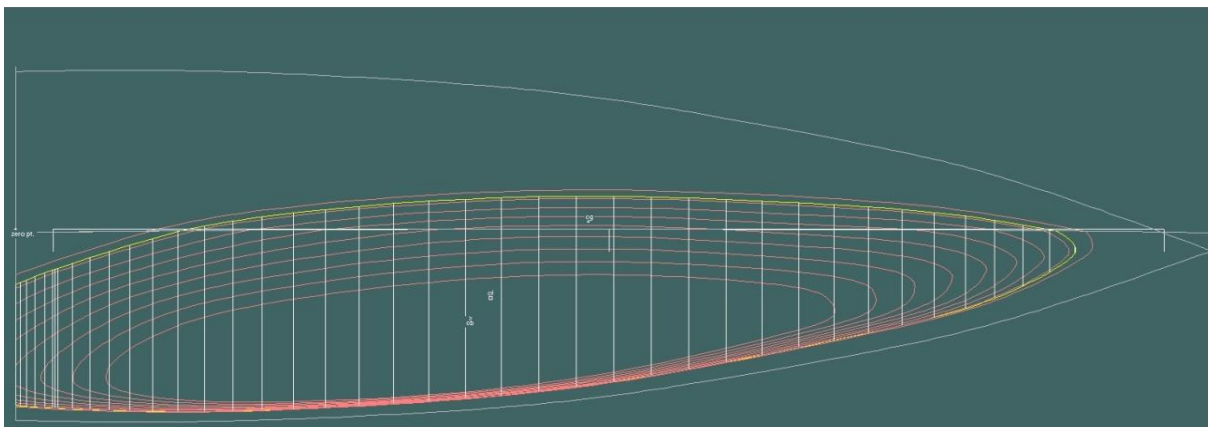
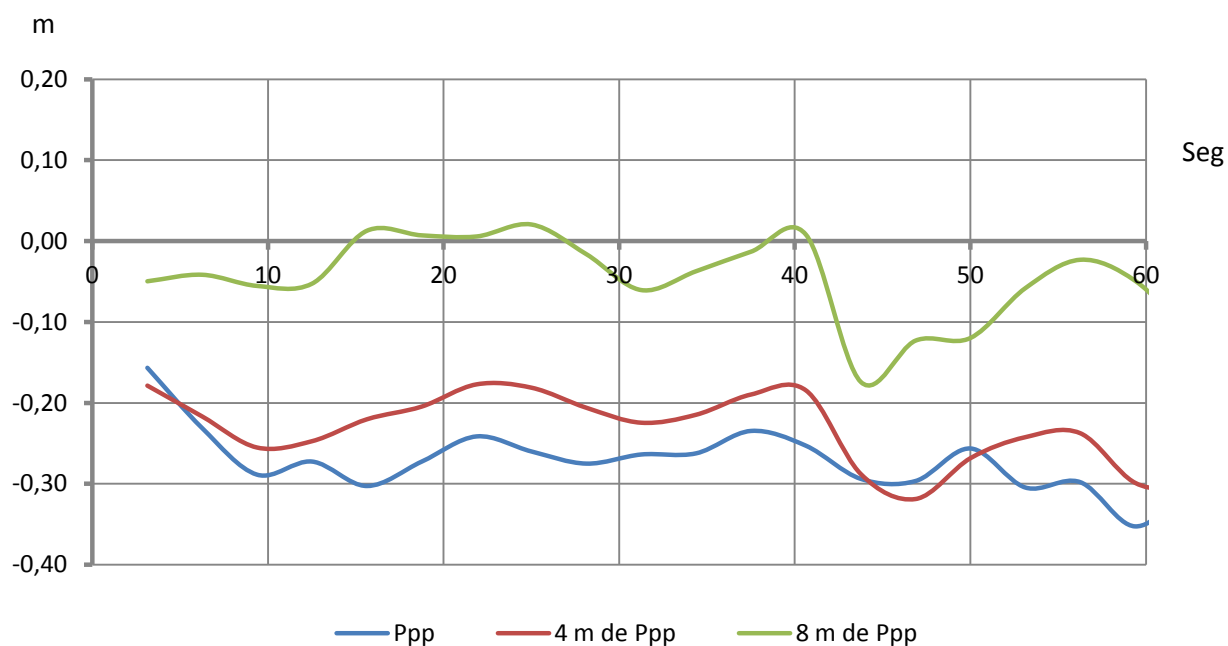
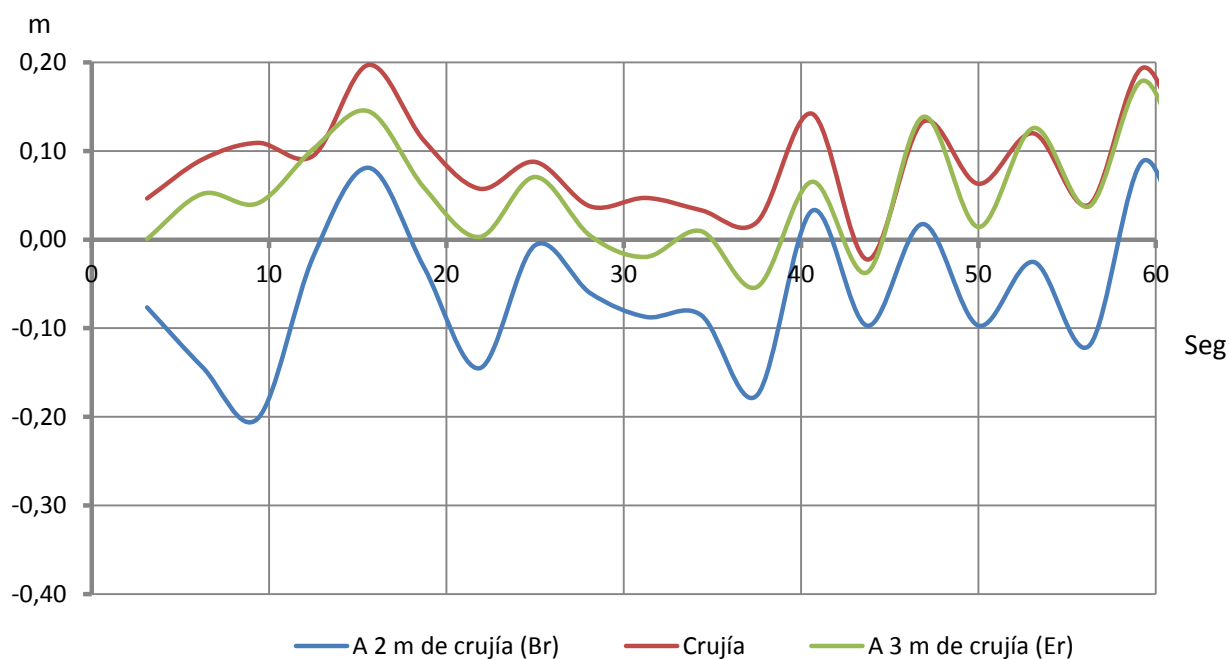


Fig. 1.23. Líneas de agua de la popa 5



Gráfica 1.11. Altura de ola en cortes transversales de la popa 5



Gráfica 1.12. Altura de ola en cortes longitudinales de la popa 5

Observando detenidamente las gráficas se aprecia que en los planos transversales hay una mayor amplitud en el oleaje generado, en los planos longitudinales ocurre igual, sin embargo se aprecia una simetría muy clara entre las curvas de dichos planos longitudinales. Esto significa que aunque existe una mayor altura de ola, el flujo de salida es más homogéneo que en el resto de popas, ya que en ellas no se aprecia esta similitud entre curvas. Esto se ve reflejado en la resistencia total, ya que es muy importante esta homogeneidad en la salida del flujo.

4.8. Resultados finales de las popas

A continuación se muestra un resumen de los resultados obtenidos. Se destaca en negrita los valores correspondientes a la popa seleccionada.

Popa	Resistencia viscosa (Kgf)	Resistencia por formación de olas (Kgf)	Total (Kgf)	Fuerza en Y (Kgf)
0	505,248	74,23	579,48	73,25
1	688,65	96,72	785,37	73,15
2	657,16	107,08	764,23	117,80
3	669,52	77,44	746,96	158,38
4	788,85	32,30	821,15	76,44
5	541,92	135,17	677,09	215,36

Tabla 1.3. Resistencia al avance de las popas ensayadas

Integral de la altura de ola (m)					
En Ppp	a 4 m de Ppp	a 8 m de Ppp	En Br	Crujía	En Er
-0,158	-0,194	-0,043	-0,063	0,044	-0,005
-0,161	-0,248	-0,178	-0,036	0,097	0,052
-0,164	-0,182	-0,072	-0,043	0,090	0,052
-0,154	-0,223	-0,175	-0,044	0,064	0,044
-0,169	-0,202	-0,170	-0,065	0,082	0,038
-0,271	-0,233	-0,047	-0,062	0,082	0,047

Tabla 1.4. Promedio de la integral de la altura de ola de las diferentes popas

Características hidrostáticas (11 grados de escora)						
Área mojada (m ²)	Gmt (m)	LCB (m)	L _{mojada} (m)	Calado (m)	Coef. prismático	Coef. de bloque
42,698	4,368	-2,249	15,828	0,138	0,633	0,415
42,522	4,449	-2,905	15,826	0,14	0,657	0,429
43,863	4,695	-2,178	15,546	0,143	0,698	0,466
42,543	4,15	-3,281	16,335	0,152	0,646	0,412
42,07	3,899	-2,916	16,283	0,12	0,665	0,407
42,652	4,443	-2,114	16,2	0,119	0,628	0,388

Tabla 1.5. Características hidrostáticas de las diferentes popas

Es interesante hacer una comparación entre los resultados obtenidos con el software CFD y los que se obtendrían usando una serie sistemática como las que ofrece Hullspeed.

Resultados con hull speed			
Popa	Savitsky pre planning (kgf)	Savitsky planning (kgf)	Delft 3 (kgf)
0	727,421	761,57	1289,30
1	764,22	711,31	1208,36
2	687,97	697,55	1214,68
3	568,20	723,04	1530,99
4	576,15	721,00	1372,48
5	779,61	811,21	1237,41

Tabla 1.6. Comparación de resultados con otros métodos de predicción

Se aprecia como en el caso de Savitsky se acercan los resultados y en el caso de Delft se alejan de una forma muy considerable a lo calculado con la herramienta CFD. Sin embargo más que esto llama la atención que usando estas series sistemáticas se habría desechado la carena 0 que al final es la que menos resistencia al avance ha tenido. Estas diferencias se explican en parte porque una herramienta CFD aplica directamente las ecuaciones de la mecánica de fluidos sobre un dominio que contiene a toda la carena, sin embargo una herramienta que aplica series sistemáticas trabaja sobre varios parámetros que no engloban cambios concretos de la geometría.

Se aprecia también que no tiene menor resistencia el que menos superficie mojada tiene, esto tiene sentido y dice mucho de la fiabilidad de la herramienta usada ya que no solo interviene la resistencia viscosa sino que realmente se tienen en cuenta las otras componentes de la resistencia.

La siguiente popa en tener una menor resistencia es la número 5, algo que sin duda es gracias a lo que se comentaba en las páginas anteriores, es muy importante tener un flujo de salida muy homogéneo para evitar un incremento muy grande en la resistencia viscosa. A su vez, en esta misma popa se aprecia como es la que tiene una mayor resistencia por formación de olas, dado que como se ha comentado tiene una mayor altura de olas.

Otra de las dudas que en un principio se puede tener es en relación a la eslora de las cucharas que tiene cada una de las carenas. Sin embargo la carena que tenía una menor cuchara es la número 5 y la 4, por el poco calado que tienen en la popa una vez escorado, por lo tanto tampoco se aprecia una relación directa entre estas y la resistencia final.

Hay una cuestión muy importante que merece una atención aparte. Esta no es otra que la fuerza que se ejerce en el plano transversal de la embarcación. En este plano la carena que menos fuerza tiene es la elegida, esto haría que dicha elección fuera discutible ya que en principio cuanto más fuerza positiva se tenga hacia barlovento menos deriva se debe de producir, por lo tanto la elección debería de ser la número 5 que es la más

cercana en resistencia al avance. Sin embargo esta hipótesis merecería un estudio mucho más detallado ya que no se ha encontrado en la bibliografía nada que un beneficio real. Aun así este factor sería mucho más importante en carenas más profundas que no dispusiesen de orzas anti-deriva, ya que situándolas en el lugar adecuado éstas suplen la carencia que poseen este tipo de cascos a mantener el rumbo. De hecho en los últimos diseños se consigue una deriva positiva, es decir se ganan entre 2 y 5 grados hacia barlovento gracias a un estudio profundo de la situación y de los perfiles asimétricos de las orzas anti-deriva. De modo que como resultado la elección de la popa que menos resistencia tiene al avance es la número 0.

El siguiente paso es evaluar esta popa con los diferentes diseños de proas en un programa de comportamiento en la mar como Seakeeper, a la vez que se realiza un nuevo estudio de resistencia hidrodinámica en la herramienta CFD Tdyn usada para la elección de la popa.

5. Características y resultado del cálculo de las diferentes proas

En primer lugar para elegir la proa que mejor comportamiento de a la carena final se va a hacer un estudio similar al anterior, es decir, un estudio de cfd para comprobar con las carenas escoradas y a la velocidad de proyecto cual es la que menos resistencia ofrece. Posteriormente se hará un estudio básico de comportamiento en la mar de cada una de las 8 proas, para elegir sobre los resultados de resistencia al avance y sobre los resultados de comportamiento la proa que mejor se comporte. En este caso va a primar la elección sobre la proa que mejor comportamiento tenga en mares de popa y de través, pero no hay que olvidar nunca la parte de resistencia hidrodinámica, ya que son dos variables que se deben observar paralelamente sino se quieren obtener por ejemplo, unas formas muy optimizadas para la resistencia al avance pero que tenga un mal comportamiento.

De forma general se puede decir que se ha ido aumentando el volumen de las proas, partiendo de las formas clásicas para acabar en las formas muy redondeadas y voluminosas observadas en las fotografías que se mostraban al inicio del cuaderno.

5.1. Proa 1

En la primera proa se ha tratado de dibujar las formas clásicas finas y poco voluminosas para ver cuál es la resistencia y el mapa e olas que se genera en comparación con el resto.

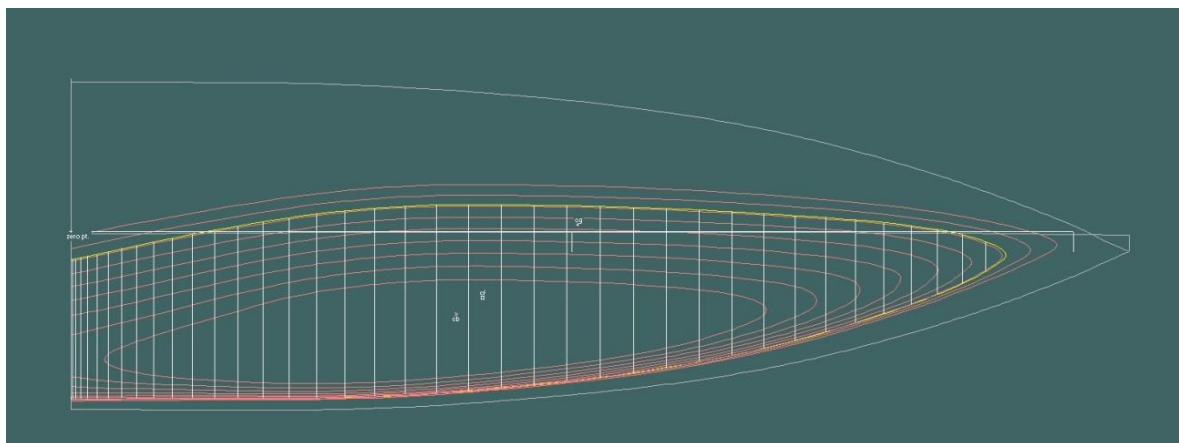
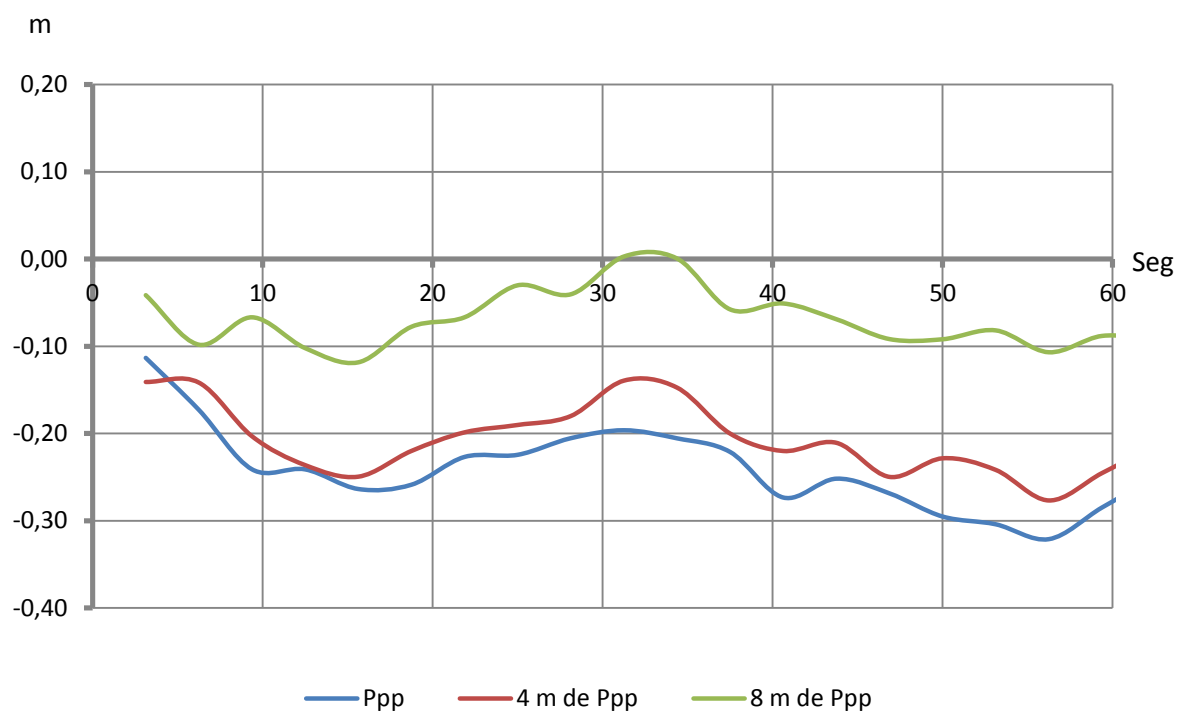
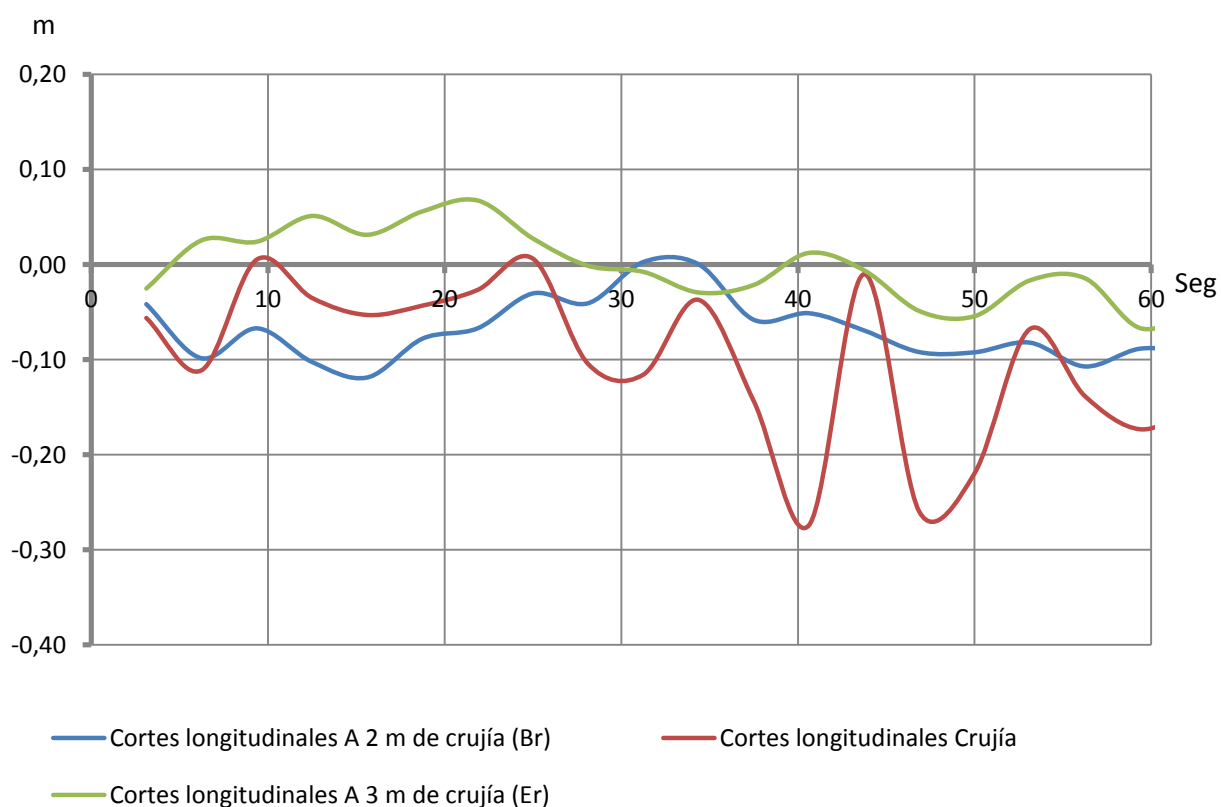


Fig. 1.24. Líneas de agua de la proa 1



Gráfica 1.13. Altura de ola en cortes transversales de la proa 1



Gráfica 1.14. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 1

5.2. Proa 2

En esta segunda proa se han curvado más las secciones bajas de la zona de proa de forma que al escorar se genera una mayor curvatura en el tercio delantero, pero manteniendo las formas más bien rectas de la anterior.

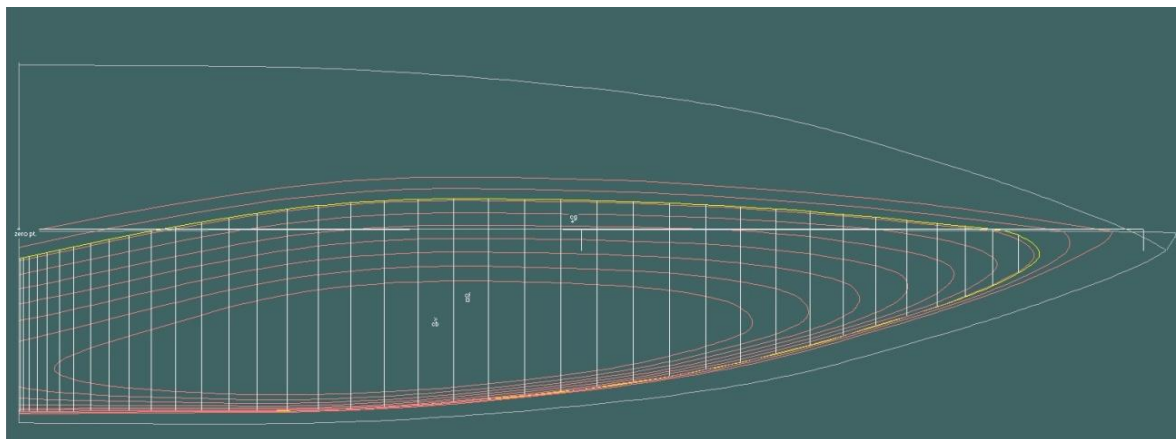
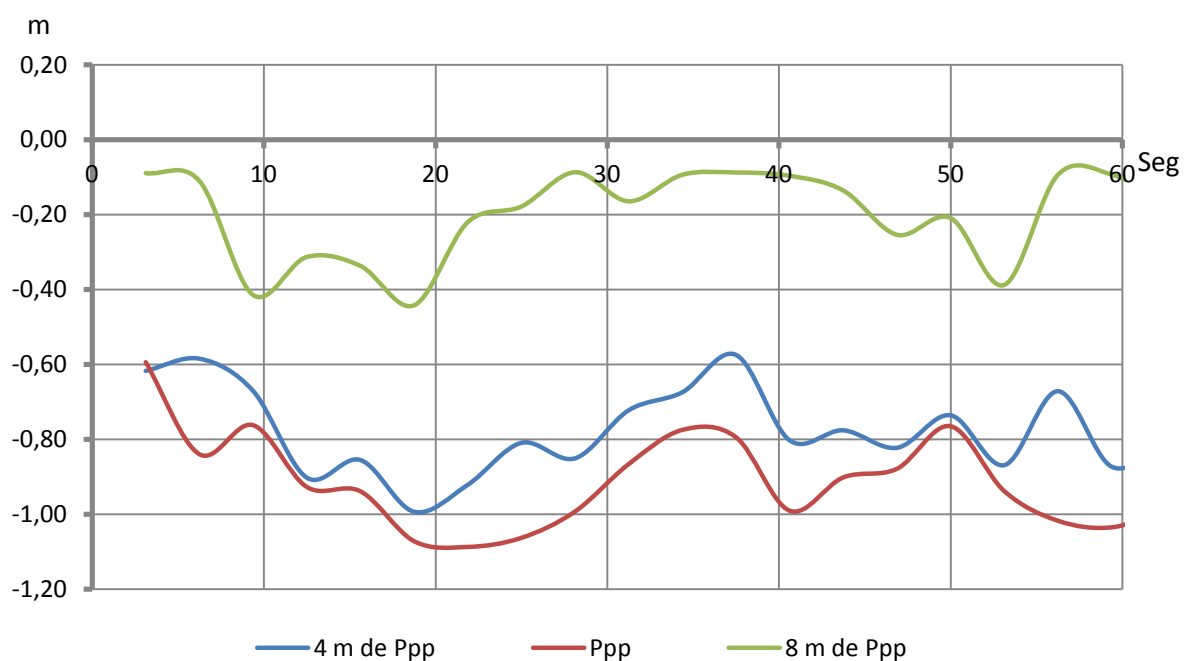
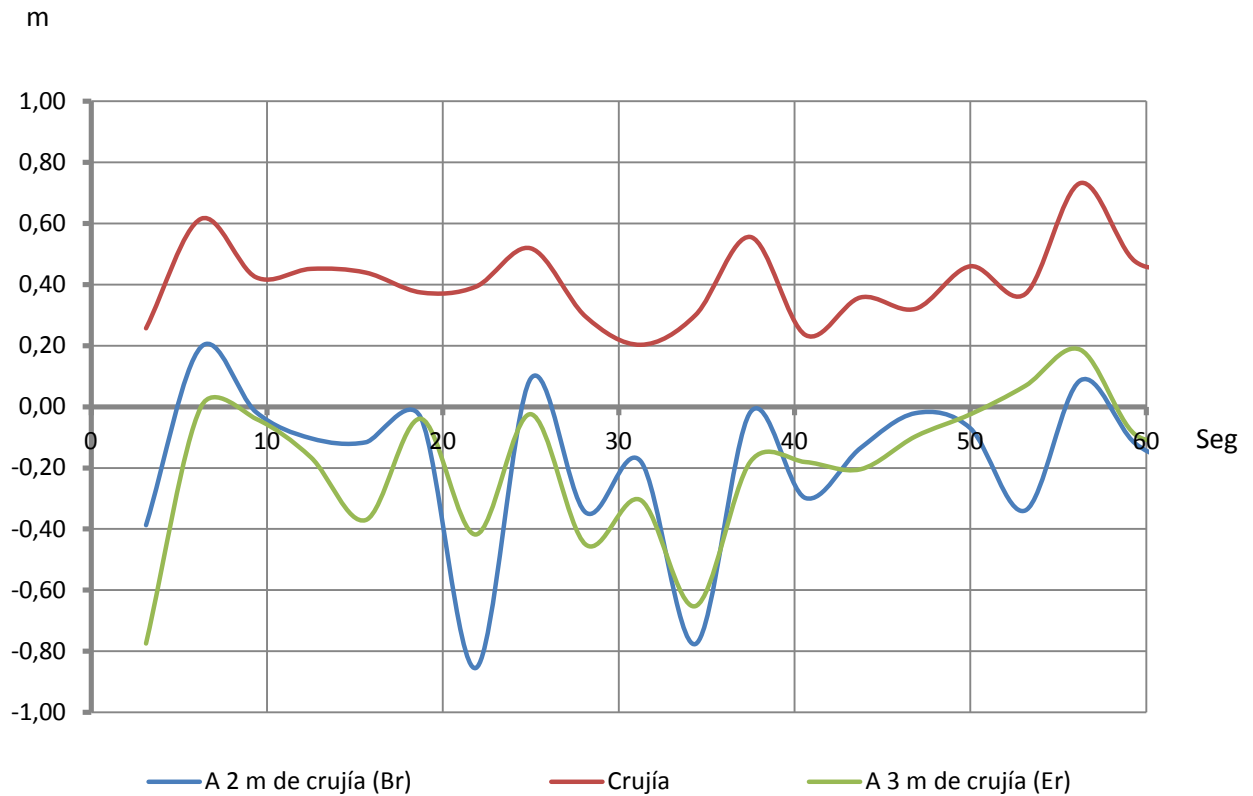


Fig. 1.25. Líneas de agua de la proa2



Gráfica 1.15. Altura de ola en cortes transversales de la proa 2



Gráfica 1.16. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 1

En este caso se aprecia como este aumento de la curvatura genera una considerable mayor integral de la altura de ola que en el primer caso. Esto se da tanto en los planos transversales como en los longitudinales.

5.3. Proa 3

En esta nueva proa se ha decidido aumentar las secciones que están por encima de la flotación de modo que los cambios se observarán más cuando se valore el comportamiento en olas. Sin embargo estas formas generan una mayor curvatura en los pantoques, a la vez que se han vuelto a aplanar un poco las formas bajas, volviendo parcialmente en estas zonas al primer diseño.

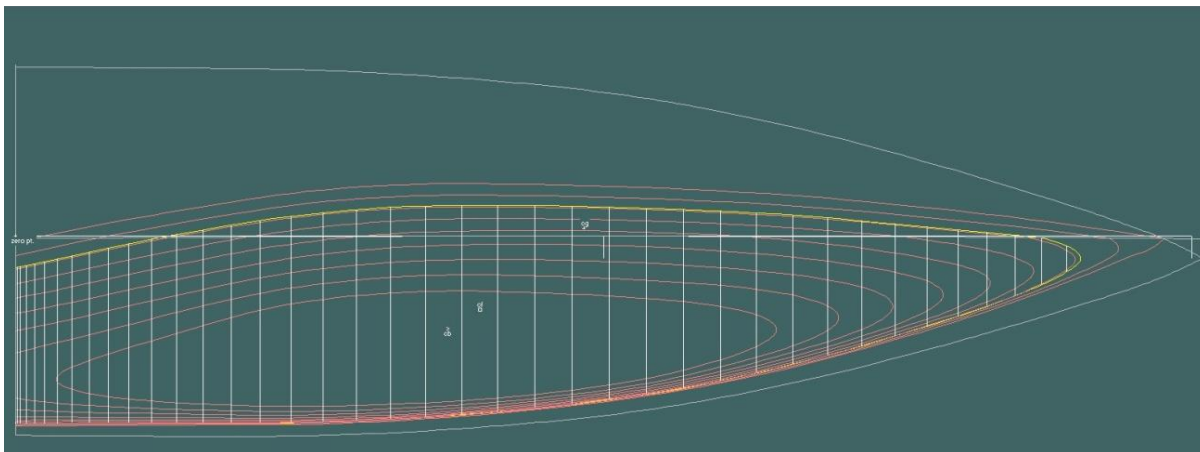
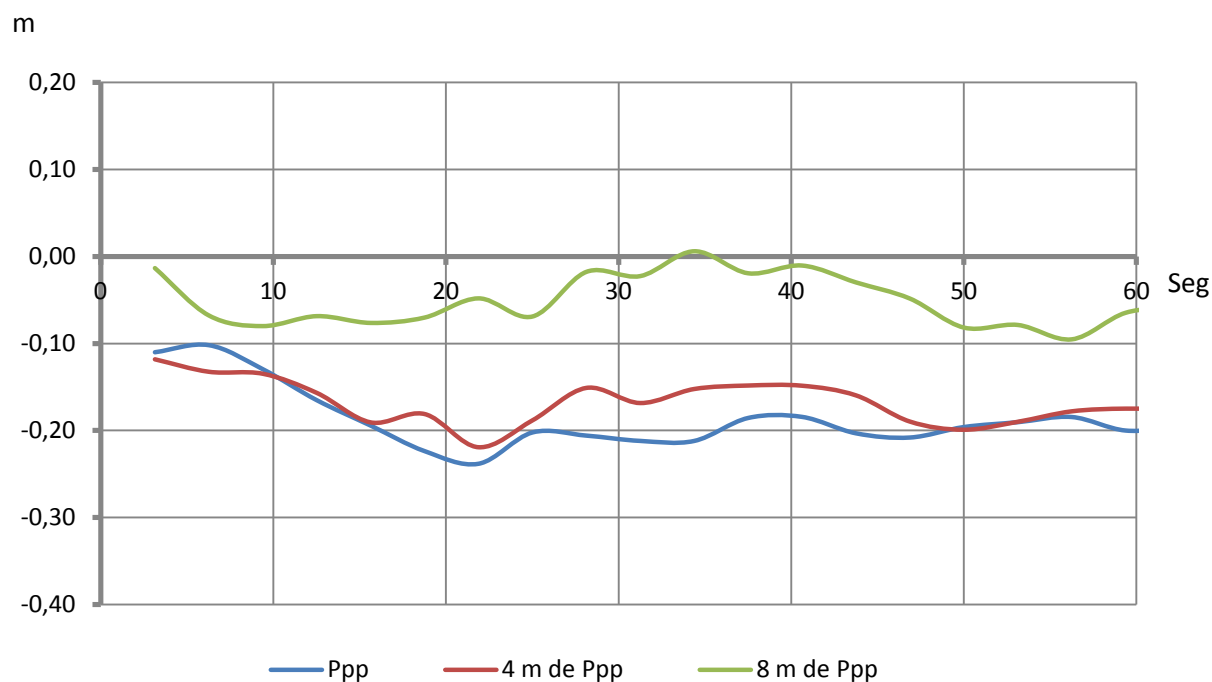
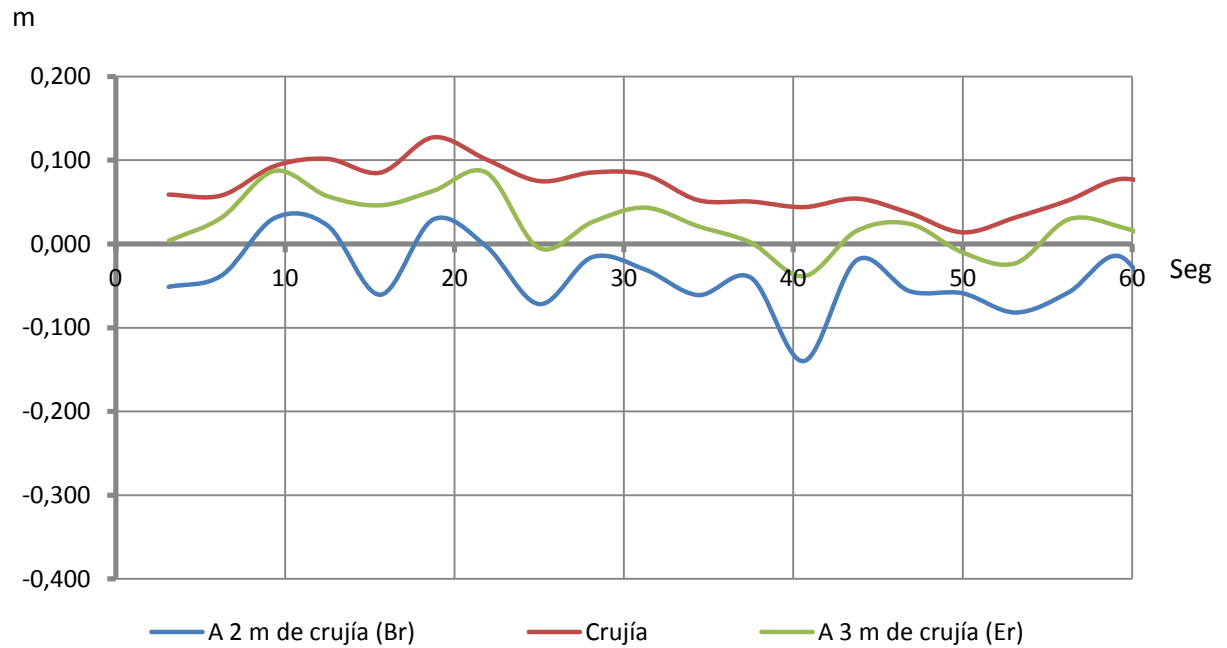


Fig. 1.26. Líneas de agua de la proa 3



Gráfica 1.17. Altura de ola en cortes transversales de la proa 3



Gráfica 1.18. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 3

Como resultado se obtiene una reducción de la integral de la altura de ola en los planos transversales y un aumento en los planos longitudinales respecto al diseño número dos.

5.4. Proa 4

En el diseño de la proa número cuatro se ha decidido incrementar aún más la curvatura de los pantoques, de modo que cuando se produzca la escora correspondiente el borde de ataque las líneas de agua se afine algo más, pretendiendo reducir de esta forma la generación de olas.

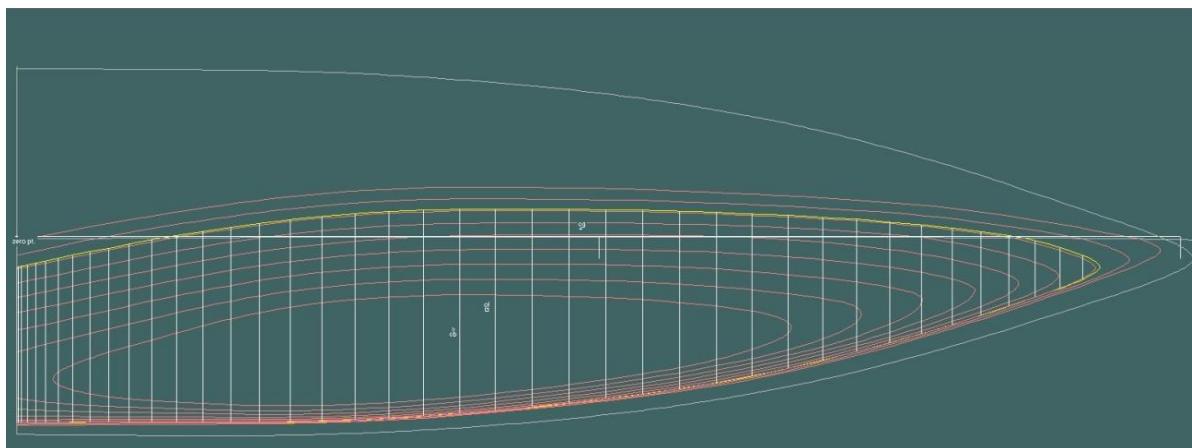
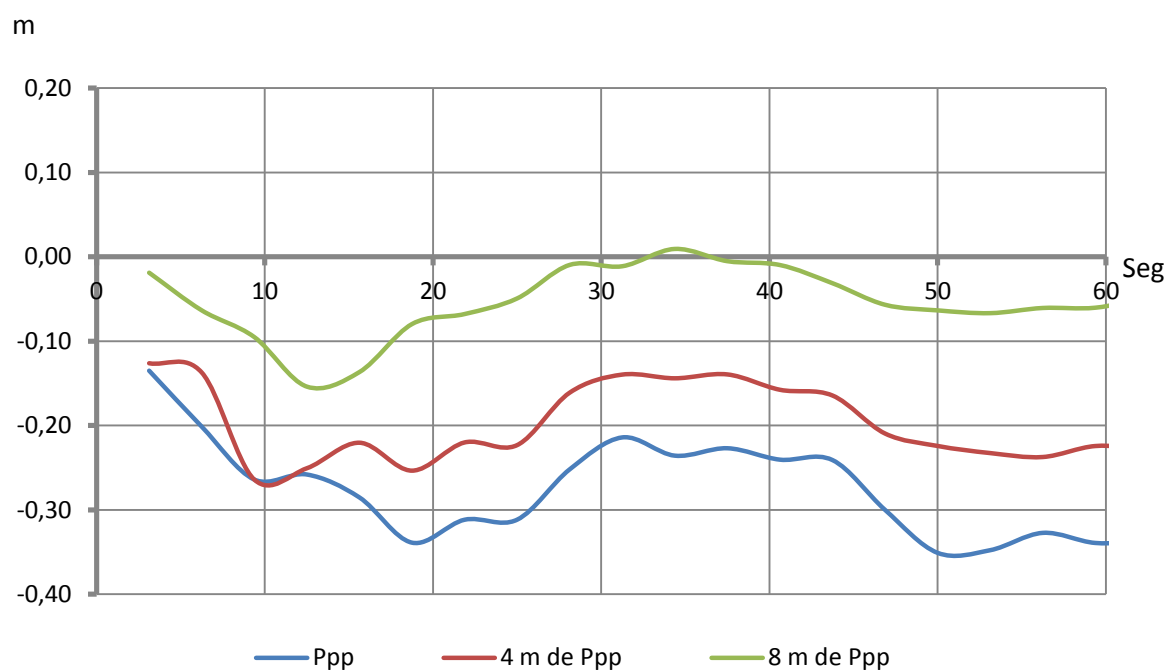
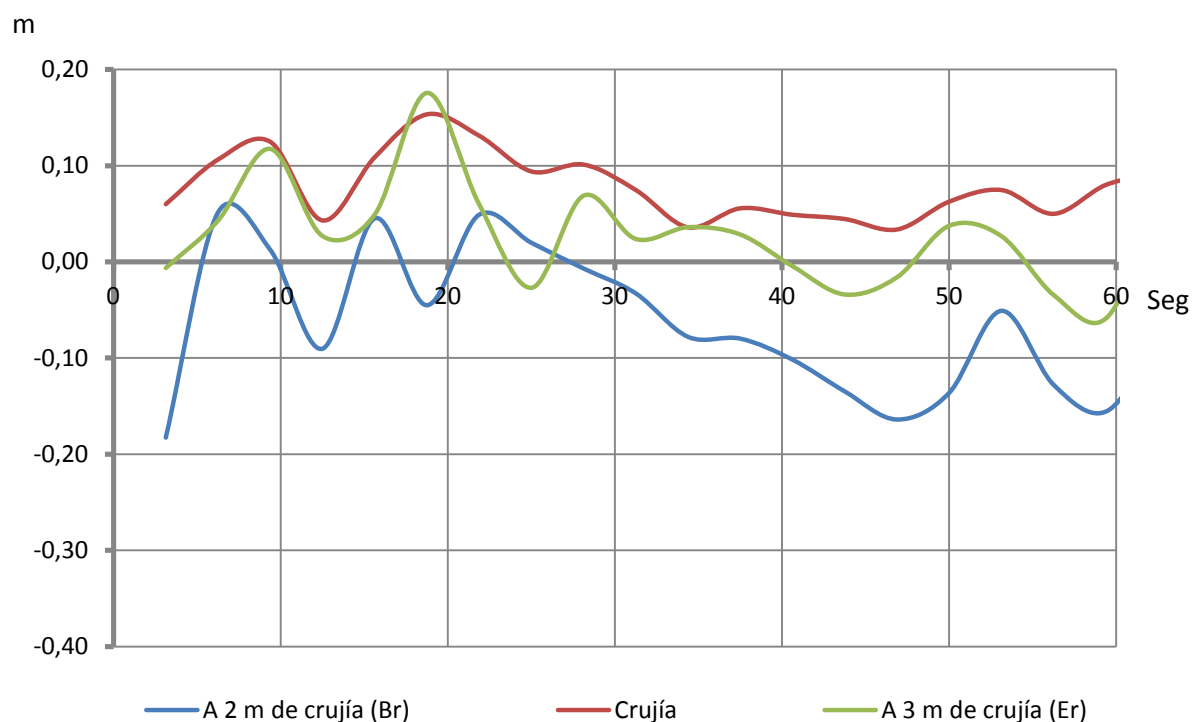


Fig. 1.27. Líneas de agua de la proa 4



Gráfica 1.19. Altura de ola en cortes transversales de la proa 4



Gráfica 1.20. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 4

Observando los resultados se aprecia una considerable reducción de la integral de la altura del oleaje respecto a los diseños dos y tres, volviendo a acercarse a los valores de la carena número uno.

5.5. Proa 5

En la proa número cinco se han curvado aun más las secciones de la obra muerta, de esta forma en la obra viva se acaba con una mayor curvatura longitudinal, tanto en crujía como en los pantoques. Con esto se consigue aumentar el borde de ataque de las líneas de agua como se ve en la figura si se compara con el anterior.

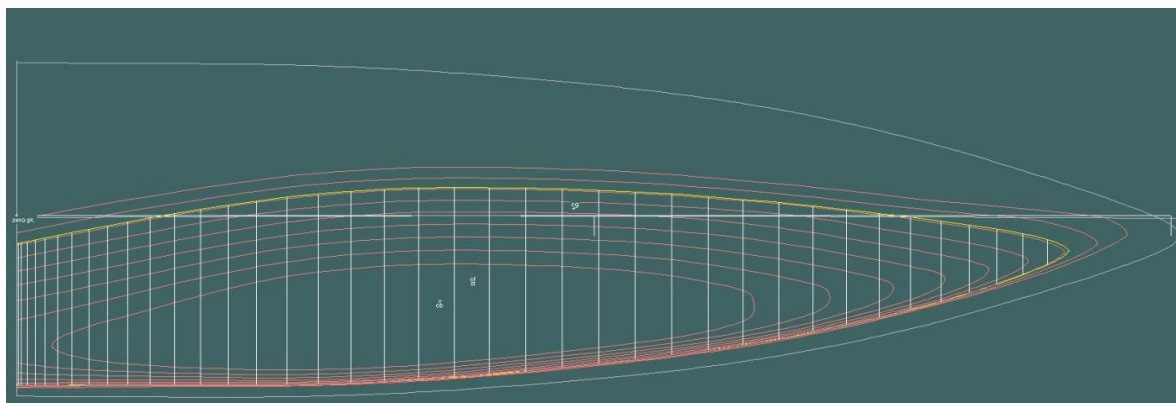
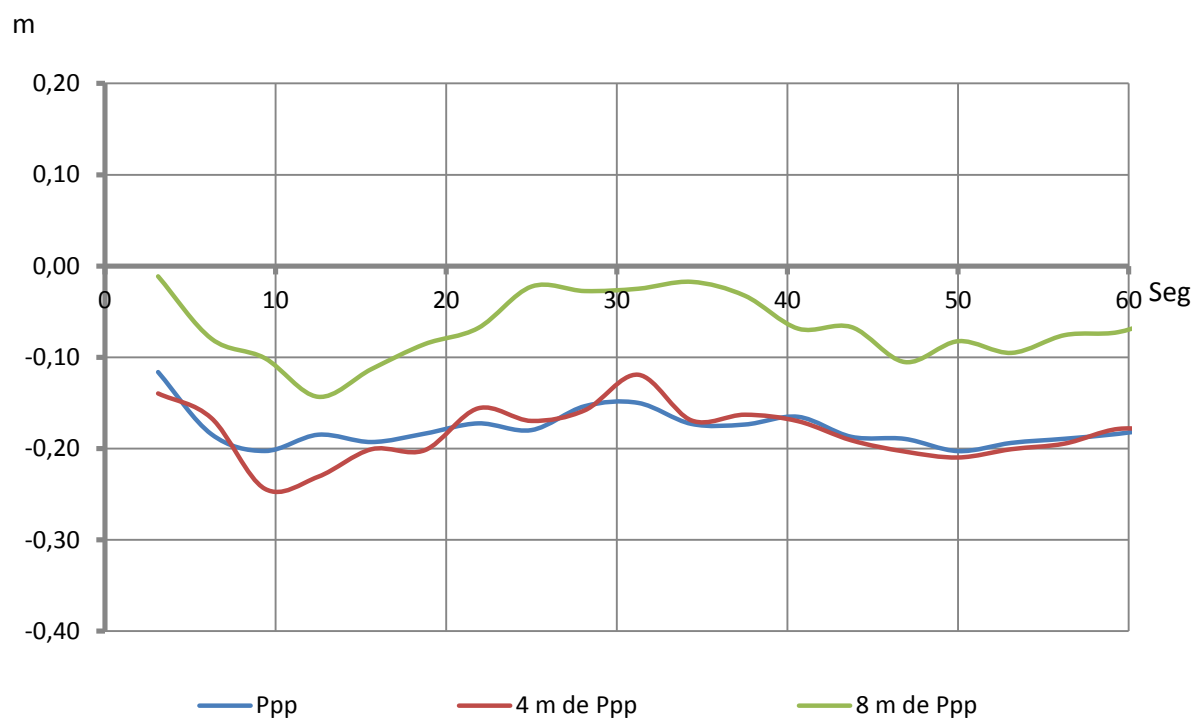
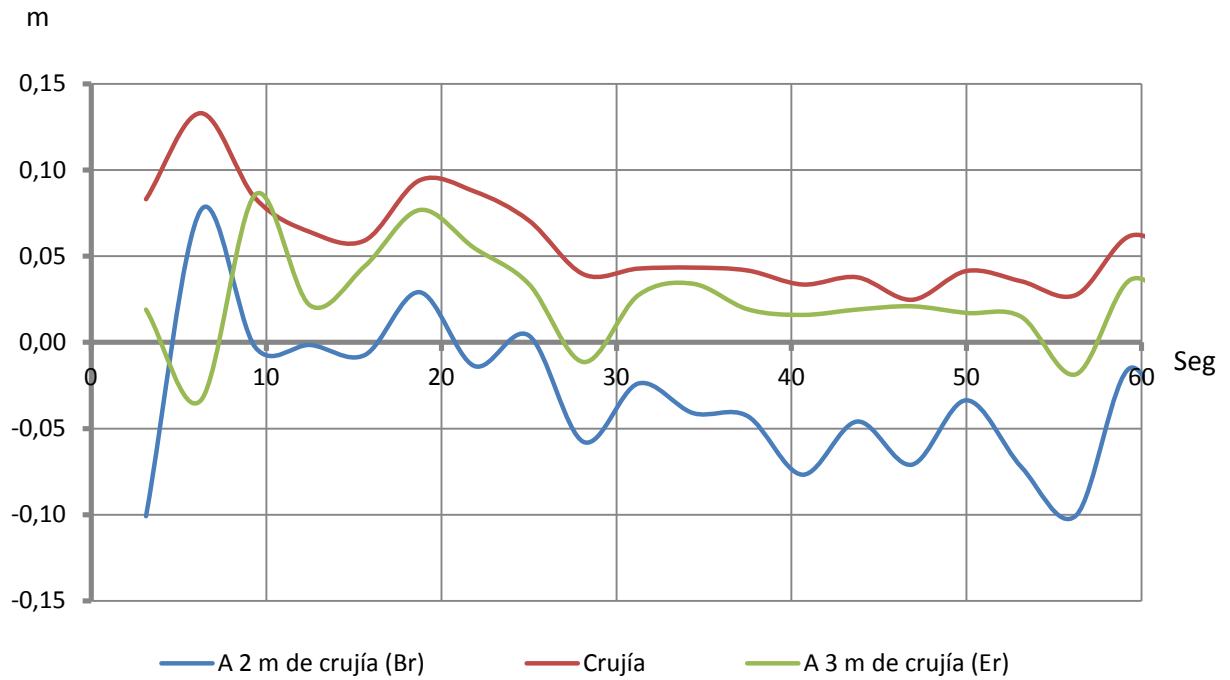


Fig. 1.28. Líneas de agua de la proa 5



Gráfica 1.21. Altura de ola en cortes transversales de la proa 5



Gráfica 1.22. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 5

Los cambios mencionados antes provocan de nuevo una reducción de la altura de ola como indican los gráficos, de esta forma se decide seguir en este camino redondeando aun más la obra muerta que dará como resultado una mayor estabilidad longitudinal con ola y además va a provocar una mayor concavidad longitudinal, tanto en los planos transversales como verticales.

5.6. Proa 6

Como continuación de lo mencionado al final de la anterior proa se siguen aumentando de volumen las secciones delanteras, con cambios pequeños para apreciar como varían los resultados.

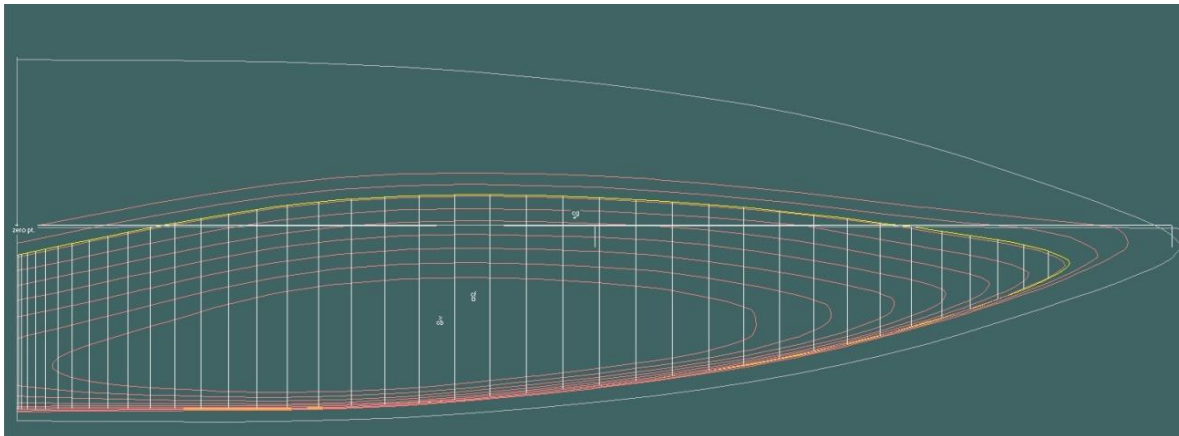
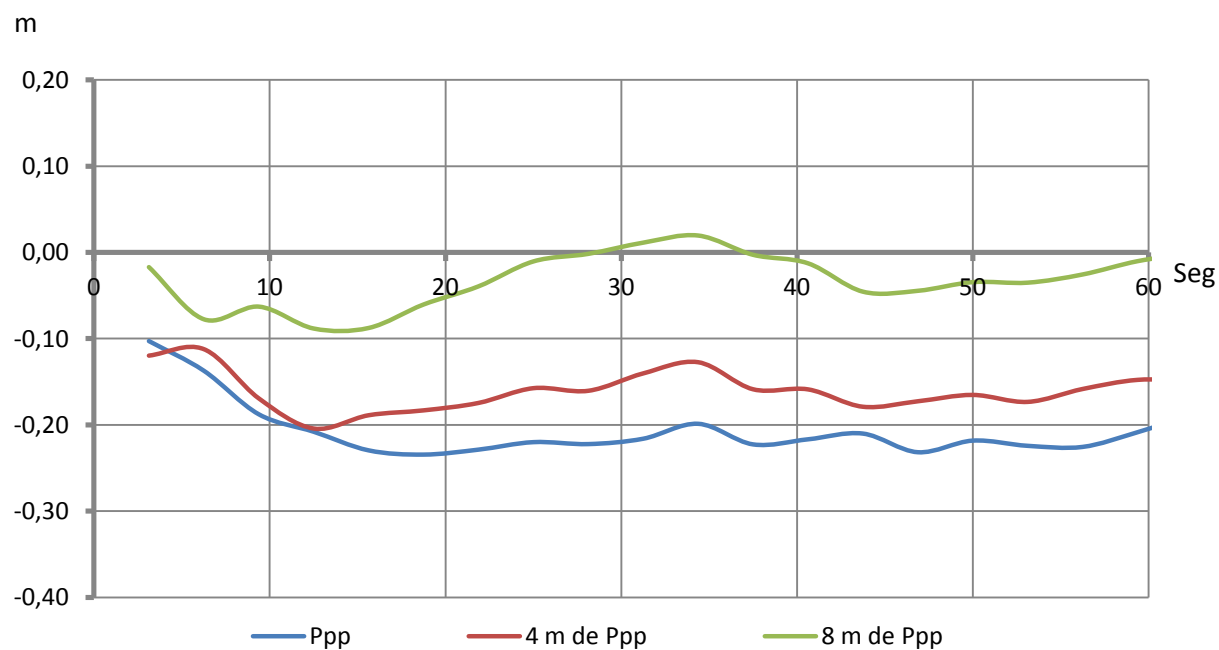
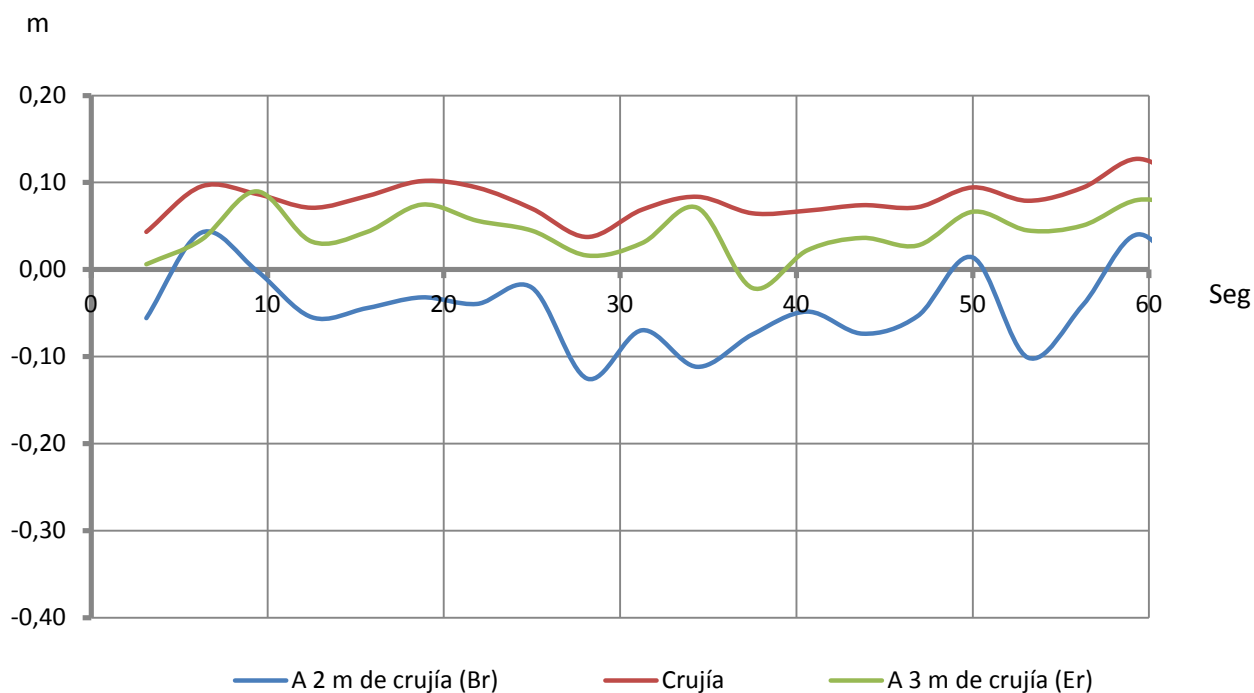


Fig. 1.29. Líneas de agua de la proa 6



Gráfica 1.23. Altura de ola en cortes transversales de la proa 6



Gráfica 1.24. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 6

Como resultado se ha reducido algo aunque no demasiado los resultados de la proa anterior, estos cambios se van a apreciar bastante cuando se estudie el comportamiento con el espectro de oleaje escogido ya que se verán reflejadas este pequeño aumento de volumen de las secciones de proa.

5.7. Proa 7

En esta proa se ha decidido curvar definitivamente la proa dando como resultado una proa más voluminosa que la anterior y de apariencia parecía a la del “*Groupama*” que se mostraba al principio del cuaderno, de esta forma las líneas de agua cercanas a la flotación en la zona de proa se han curvado un poco más que la anterior.

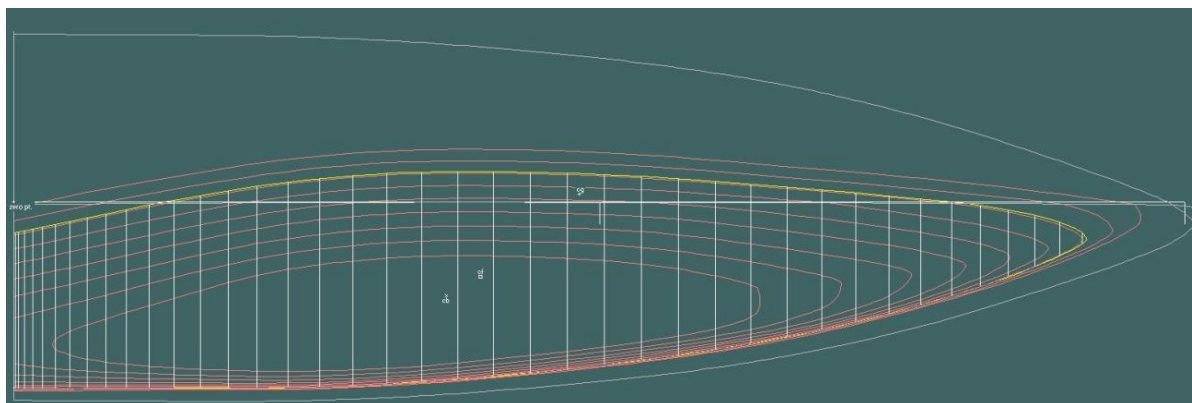
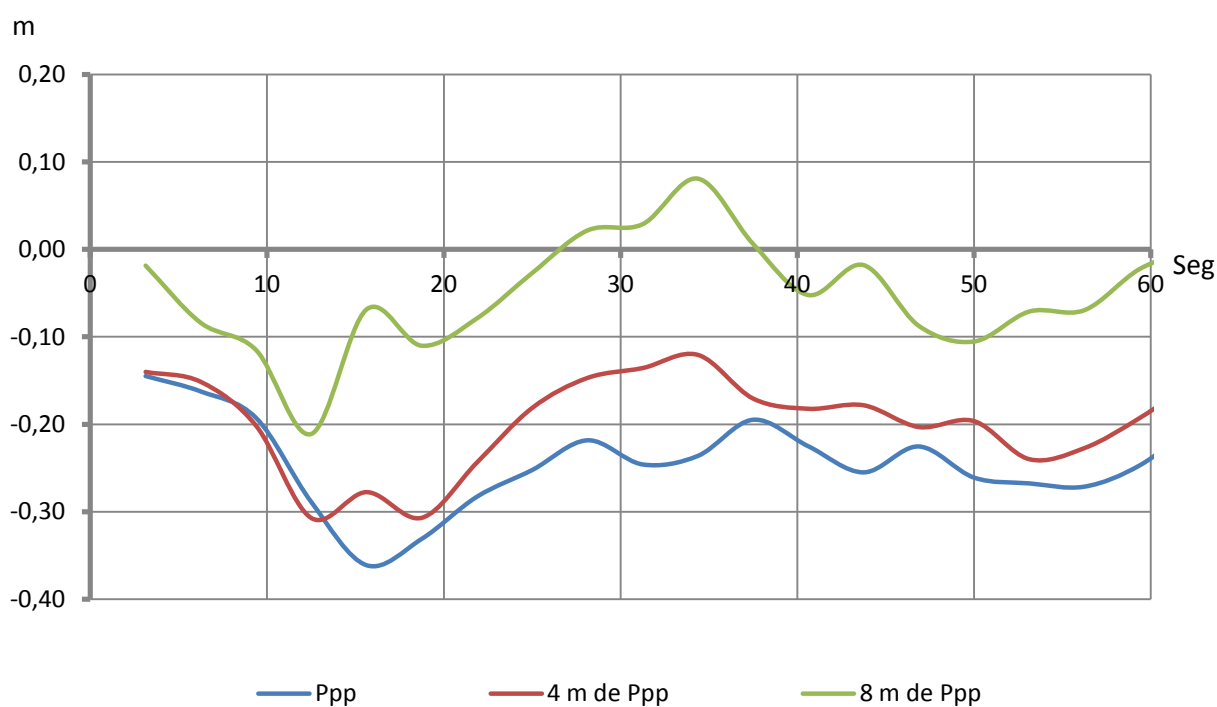
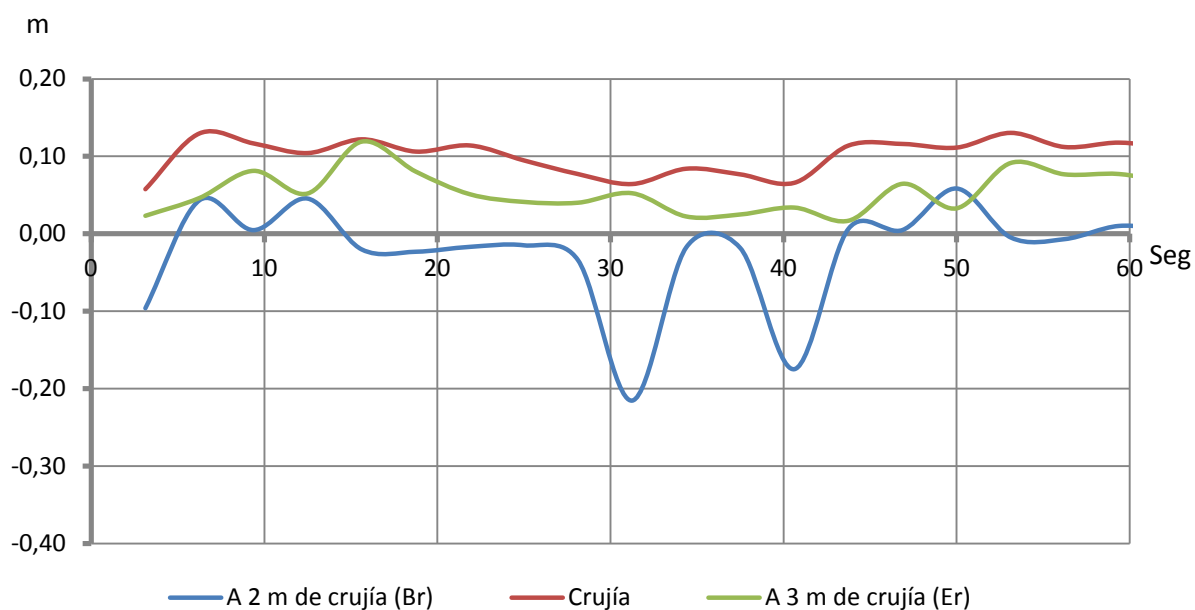


Fig. 1.30. Líneas de agua de la proa 7



Gráfica 1.25. Altura de ola en cortes transversales de la proa 7



Gráfica 1.26. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 7

Los resultados se han incrementado con respecto a la anterior pero es muy interesante ver cómo se va a comportar una vez se estudie las energías de los movimientos de arfada y cabeceo.

5.8. Proa 8

En la última proa se ha llevado un poco más al extremo las curvas de la obra muerta dando como resultado una menor eslora de flotación y unas formas notablemente más llenas que las de sus predecesores, este es un diseño que se asemeja mucho más a la última tendencia de que se hablaba al principio de este proyecto de “engordar” esta zona de proa con secciones con una marcada tendencia en U.

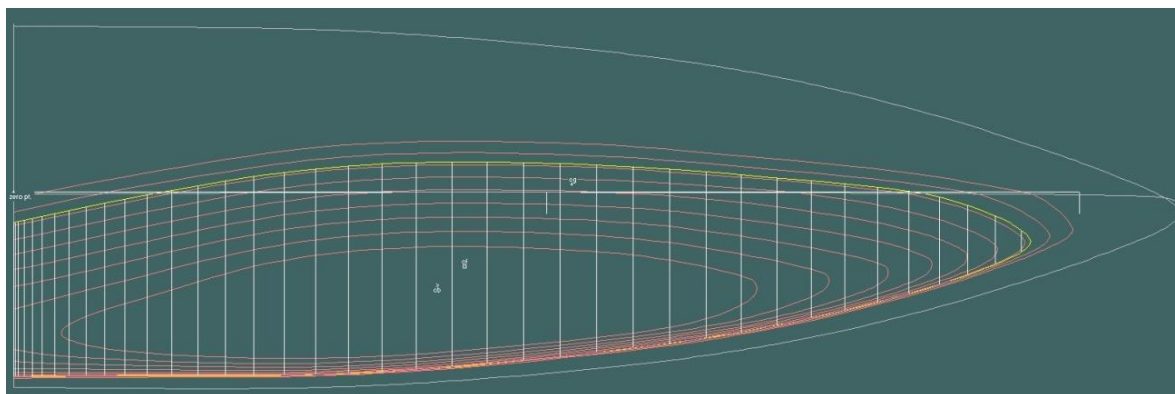
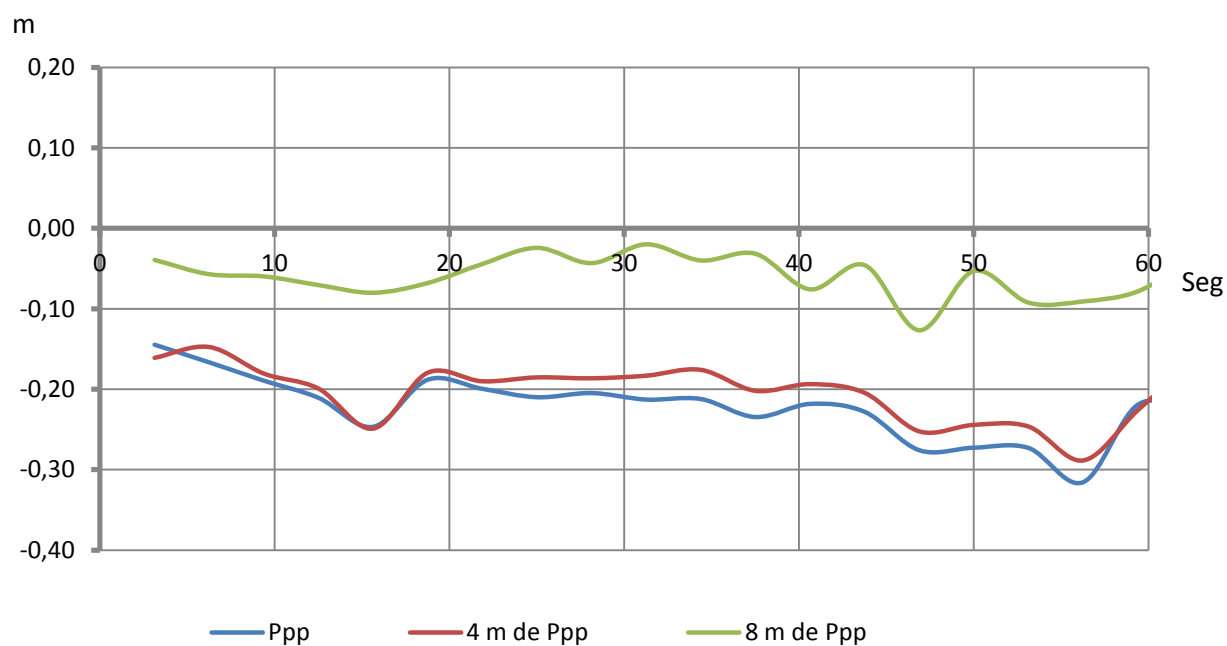
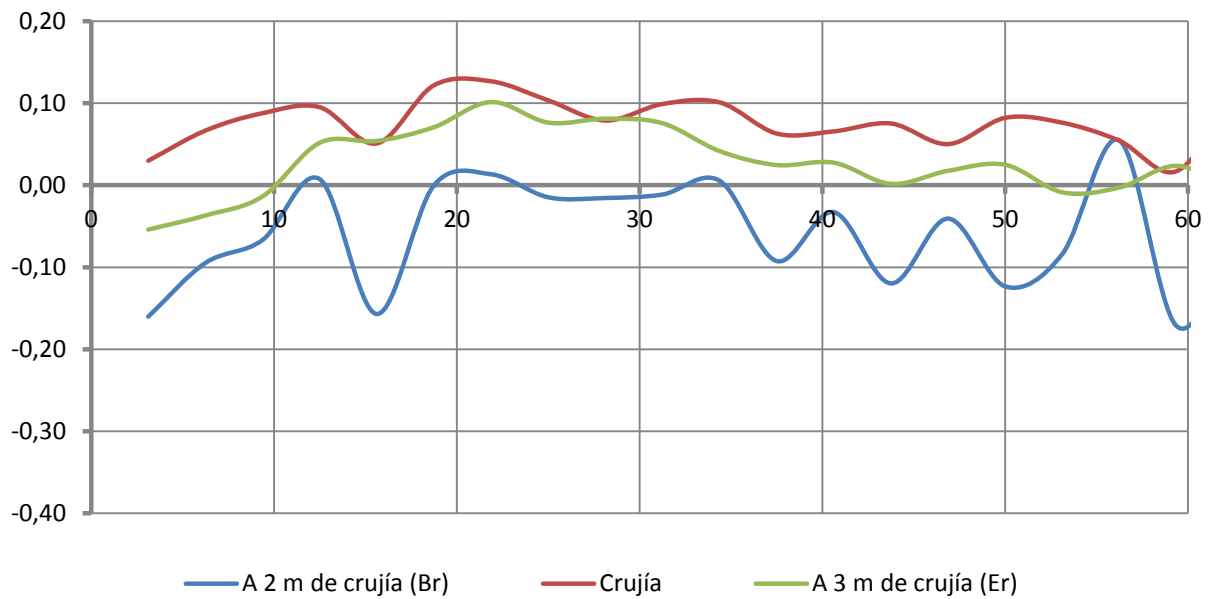


Fig. 1.31. Líneas de agua de la proa 8



Gráfica 1.27. Altura de ola en cortes transversales de la proa 8



Gráfica 1.28. Altura de ola en cortes longitudinales de la proa 8

El análisis de los resultados se aprecia que se genera una menor altura de ola que en las proas tres, cinco y siete. Acercándose mucho a los valores obtenidos con las proas uno cuatro y seis. Esto demuestra que un mayor volumen en la zona de proa no tiene por qué ser peor que unas secciones más finas en lo referente a la generación de olas.

5.9. Resultados de la resistencia al avance de las proas

La primera parte de estos resultados consisten en el cálculo de la resistencia al avance mediante la herramienta de CFD Tdyn, usada también en las popas. Así pues se hace un resumen tanto de la resistencia de presión o formación de olas, como de la resistencia viscosa, así como la integral de la altura de ola en función del tiempo de simulación en los diferentes planos transversales y longitudinales, siendo todos estos datos el promedio de los resultados ofrecidos en el epígrafe anterior.

Proa	Resistencia viscosa (Kgf)	Resistencia por formación de olas (Kgf)	Total (Kgf)	Fuerza en Y (Kgf)
1	502,622	57,03	559,66	128,51
2	509,03	76,94	585,97	133,73
3	519,47	86,96	606,43	243,89
4	525,30	57,22	582,53	176,57
5	725,53	62,00	787,53	82,46
6	513,79	47,93	561,72	94,83
7	508,66	55,56	564,23	128,64
8	492,64	57,22	549,86	105,37

Tabla 1.7. Resistencia al avance de las proas ensayadas

Integral de la altura de ola (m)					
En Ppp	A 4 m de Ppp	A 8 m de Ppp	En Br	Crujía	En Er
-0,241	-0,207	-0,069	-0,100	0,082	-0,002
-0,911	-0,777	-0,199	-0,182	0,412	-0,192
-0,187	-0,168	-0,051	-0,042	0,067	0,024
-0,276	-0,198	-0,054	-0,064	0,079	0,028
-0,178	-0,182	-0,067	-0,030	0,057	0,024
-0,207	-0,160	-0,031	-0,043	0,080	0,044
-0,243	-0,198	-0,050	-0,019	0,101	0,055
-0,222	-0,203	-0,059	-0,053	0,078	0,028

Tabla 1.8. Integral de la altura de ola de las diferentes proas

Características hidrostáticas (11 grados de escora)						
Área mojada (m ²)	Gmt (m)	LCB (m)	L _{mojada} (m)	Calado (m)	Coef. prismático	Coef. de bloque
42,88	4,56	-2,00	16,14	0,128	0,64	0,42
42,85	4,56	-2,30	16,13	0,130	0,64	0,41
43,07	4,57	-2,40	16,40	0,127	0,63	0,42
43,97	4,53	-2,25	16,81	0,129	0,64	0,41
43,24	4,45	-2,42	16,52	0,129	0,63	0,41
43,24	4,44	-2,42	16,53	0,130	0,63	0,41
43,46	4,47	-2,36	16,60	0,128	0,63	0,41
43,18	4,41	-1,71	15,95	0,127	0,65	0,43

Tabla 1.9. Características hidrostáticas de las diferentes proas

Atendiendo a los resultados anteriores se aprecia como la proa que ofrece una menor resistencia al avance es la número 8, que a su vez va seguida muy de cerca por la número 1. Esto es algo bastante sorprendente ya que no deja claro cuál de las dos tendencias es mejor desde el punto de vista de la resistencia al avance, algo lógico que demuestra la controversia actual sobre este tema. Claramente el beneficio va a air más por el lado del comportamiento que por el de la resistencia al avance, pero sin duda sorprende esta paridad de resultados entre dos diseños completamente diferentes.

Una cosa muy curiosa es que al ir aumentando la esfericidad de las secciones muy a proa, cuando la carena escora se encuentra con un gran volumen en esta zona que amortigua en cierta manera el trimado que se produciría si estas formas fueran mucho más finas. Esto se traduce en una menor necesidad de lastrar la embarcación cuando se navegan con escoras excesivas. Y además es sorprendente que cuantas más redondas sean estas secciones más afinadas sean las flotaciones, ya que si se compara con unas formas clásicas, que son finas vistas en planta pero muy planas en los costados, cuando se producen escoras excesivas estas formas clásicas generan flotaciones menos esbeltas que las que generan estas formas llenas, además de desvirtuarse bastante el ángulo de entrada debido a esta falta de volumen que genera un mayor trimado negativo.

A continuación como ejemplo de ello se exponen las flotaciones que se producen en la carena ocho con la proa gruesa y la carena uno con la proa esbelta a diferentes escoras:

-10 grados

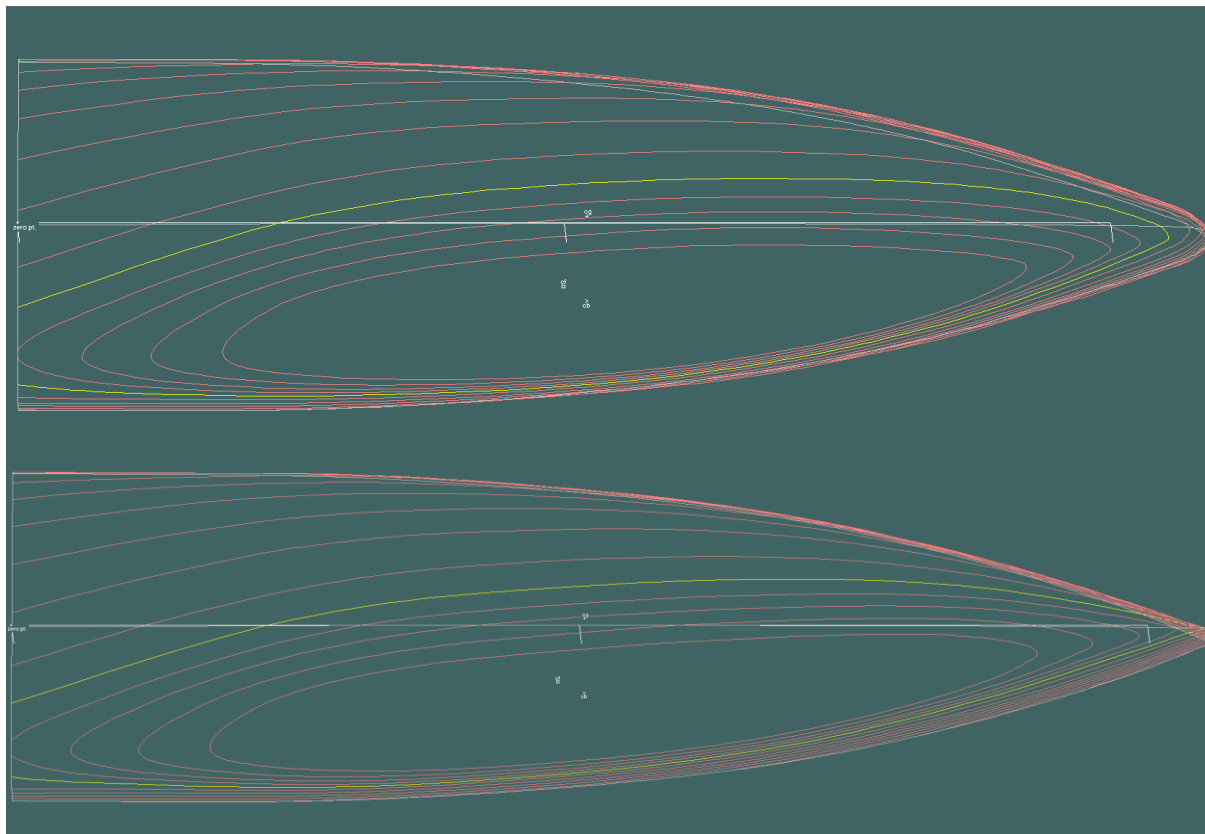


Fig. 1.32. Comparación entre las líneas de la carena 8 y 1 a 10° de escora

-15 grados

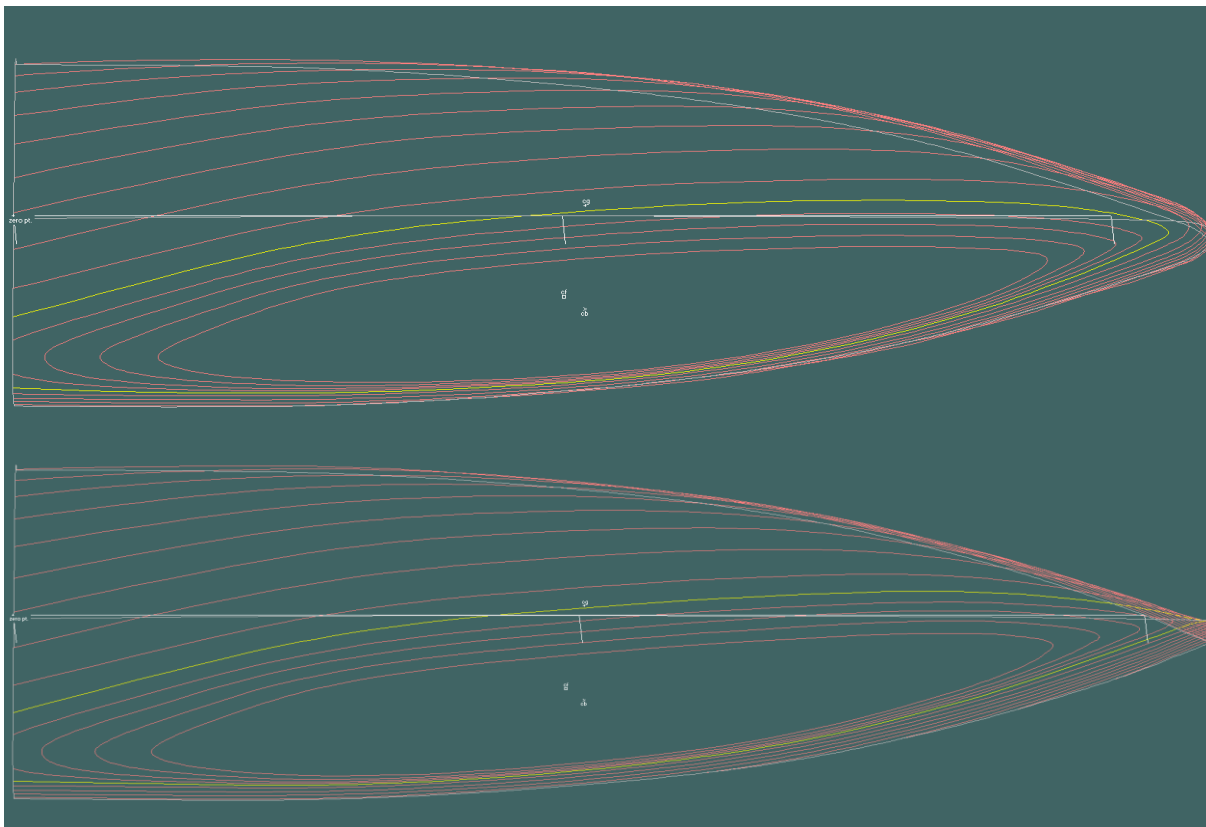


Fig. 1.33. Comparación entre las líneas de la carena 8 y 1 a 15° de escora

-20 grados

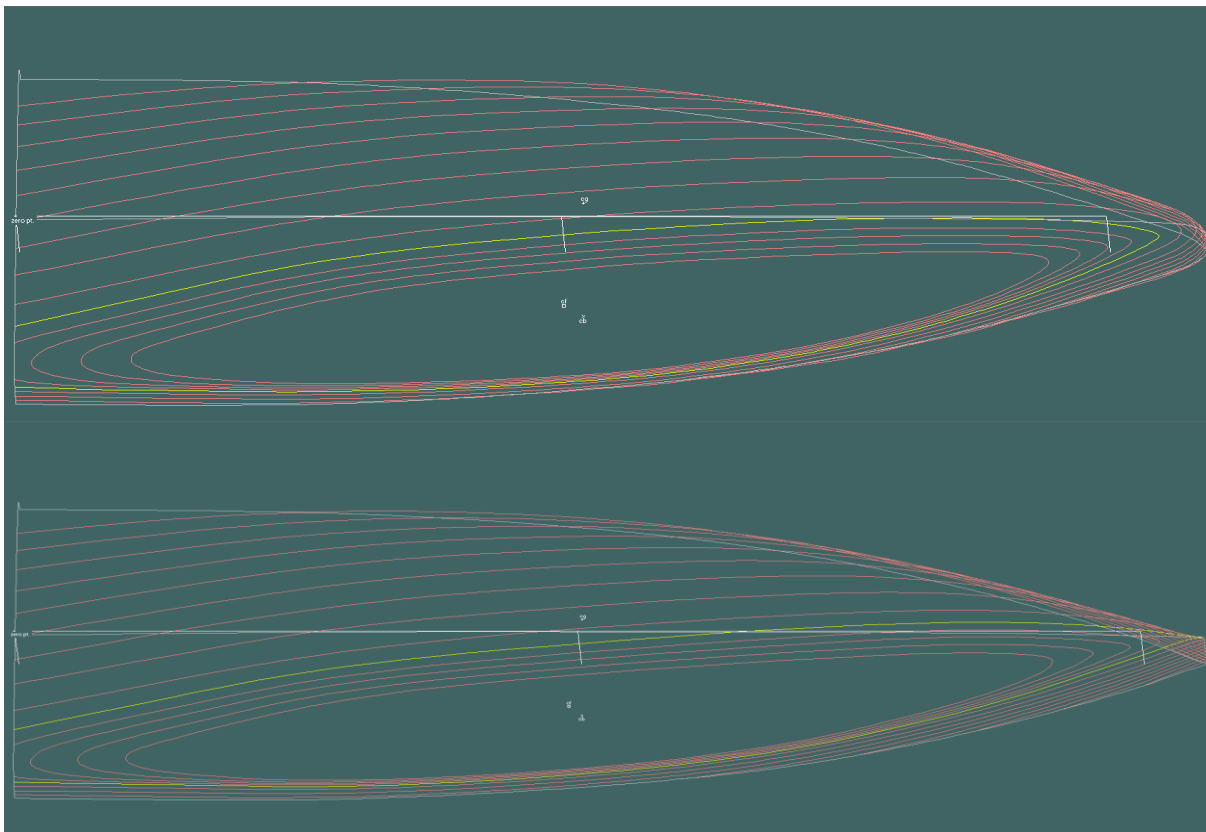


Fig. 1.34. Comparación entre las líneas de la carena 8 y 1 a 20° de escora

-25 grados

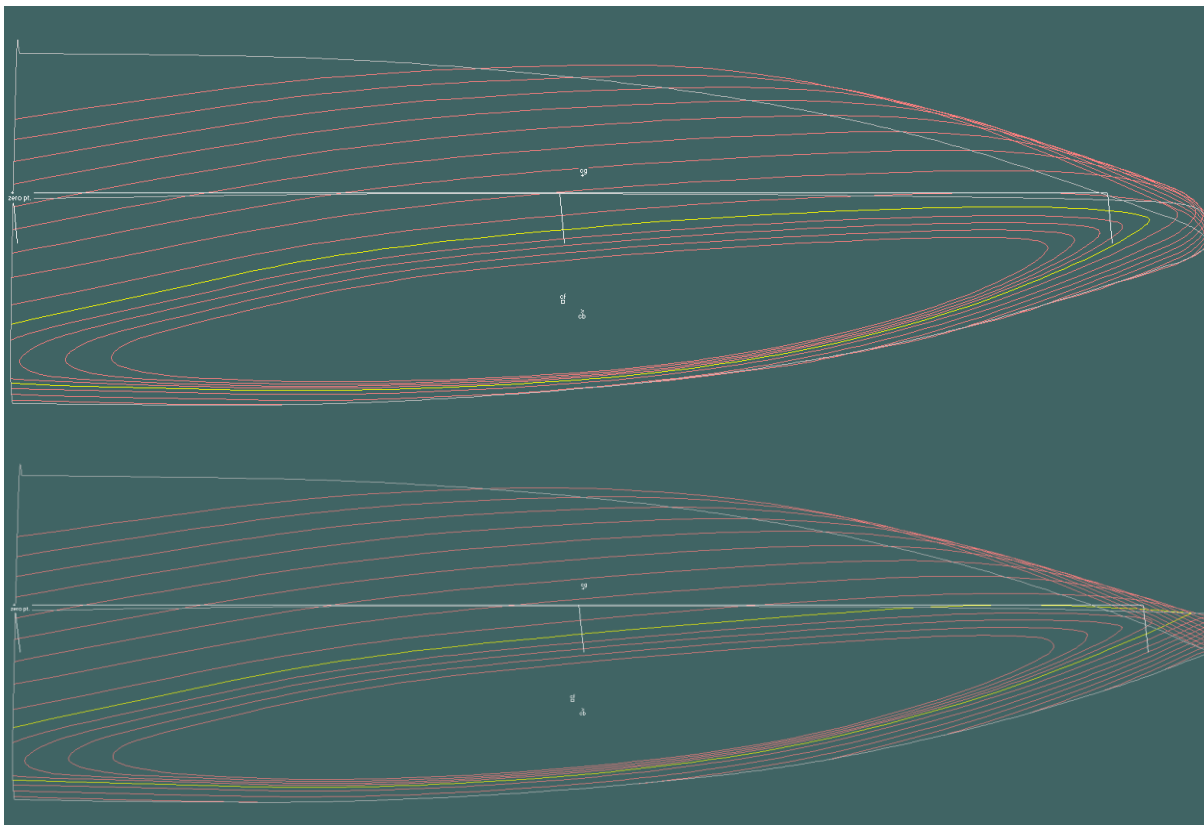


Fig. 1.35. Comparación entre las líneas de la carena 8 y 1 a 25° de escora

5.10. Estudio básico del comportamiento en la mar de las proas

Para terminar de elegir las formas de proa que mejores características den a la carena final se va a realizar un estudio preliminar del comportamiento en la mar de cada una de las proas. Para ello se va a utilizar el módulo de Maxsurf, Seakeeper que calcula los movimientos de la carena una vez que se introducen los datos y características del mar en el que va a navegar.

Para ser coherentes con el cálculo se hace necesario un estudio sobre los mares donde va a navegar la embarcación, ya que el estudio se debe de optimizar para ello. Para ello se ha recurrido a la página web holandesa de meteorología, el *Royal Netherlands Meteorological Institute* en el que vienen recogidos datos del viento y del oleaje de toda la tierra desde hace unos 70 años.

A continuación se muestran extractos de la intensidad del viento, los valores medios del periodo del oleaje y su altura significativa. El estudio se va a centrar en los mares del sur que es donde se pasan prácticamente la mitad de la regata, esto se hace así debido a que es en esta zona donde existe una mayor homogeneidad en el clima, donde los mares y los vientos son más constantes y donde se presentan las peores condiciones para los participantes en una circunnavegación. La época en la que transcurre la regata es el verano del hemisferio sur, esto es, en Noviembre, Diciembre y Enero, así que se han elegido datos de estos meses para lograr una mayor exactitud a la hora de la modelización el oleaje.

- Oleaje

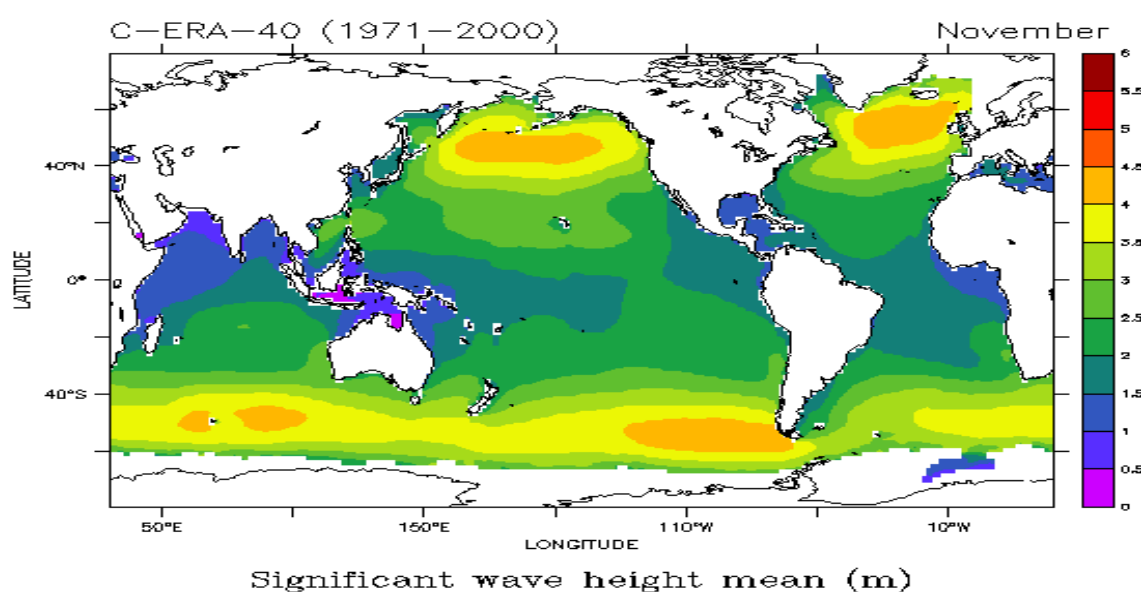


Fig. 1.36. Media de la altura de ola significativa en noviembre, entre los años 1971-2000

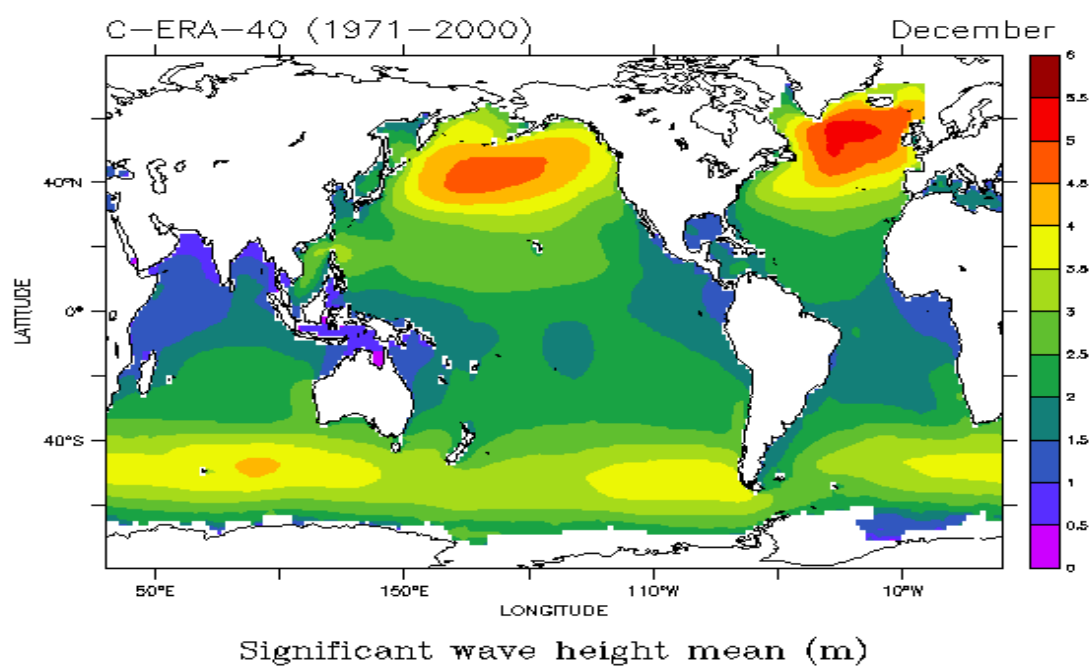


Fig. 1.37. Media de la altura de ola significativa en diciembre, entre los años 1971-2000

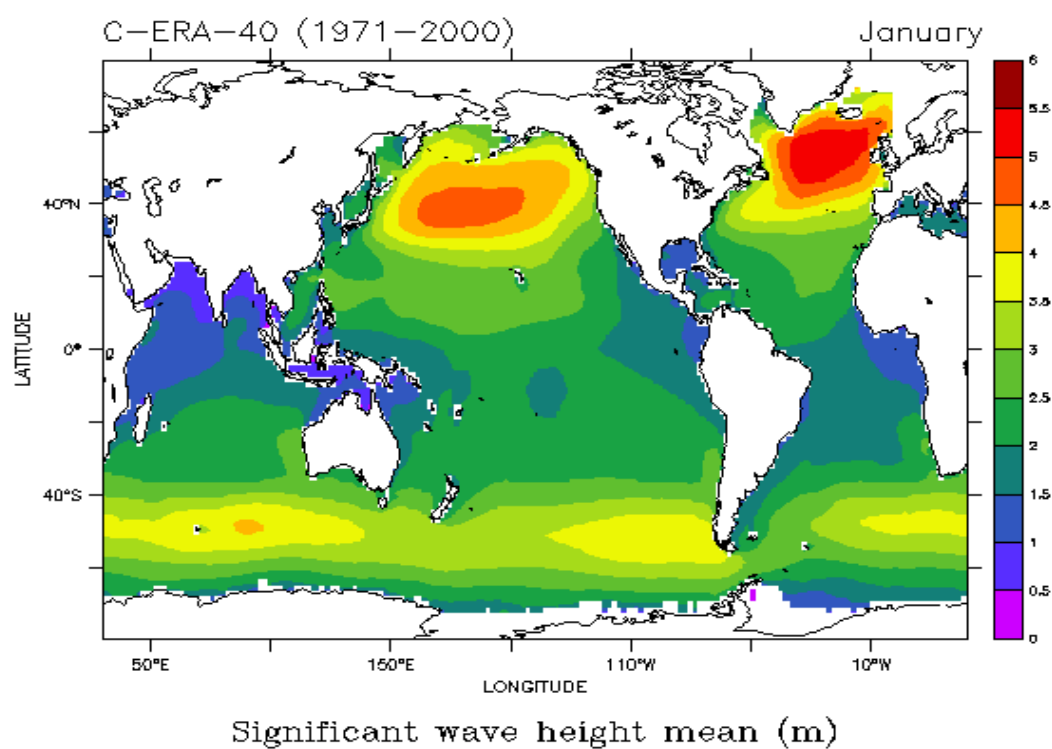


Fig. 1.38. Media de la altura de ola significativa en enero, entre los años 1971-2000

- Periodo medio

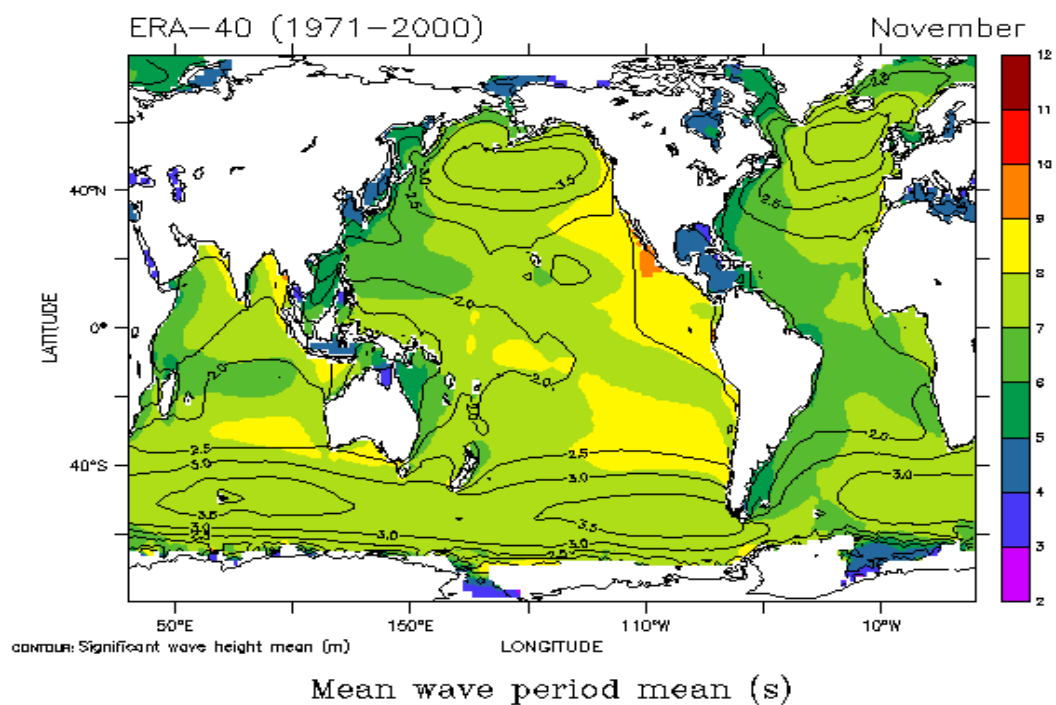


Fig. 1.39. Periodo medio en noviembre, entre los años 1971-2000

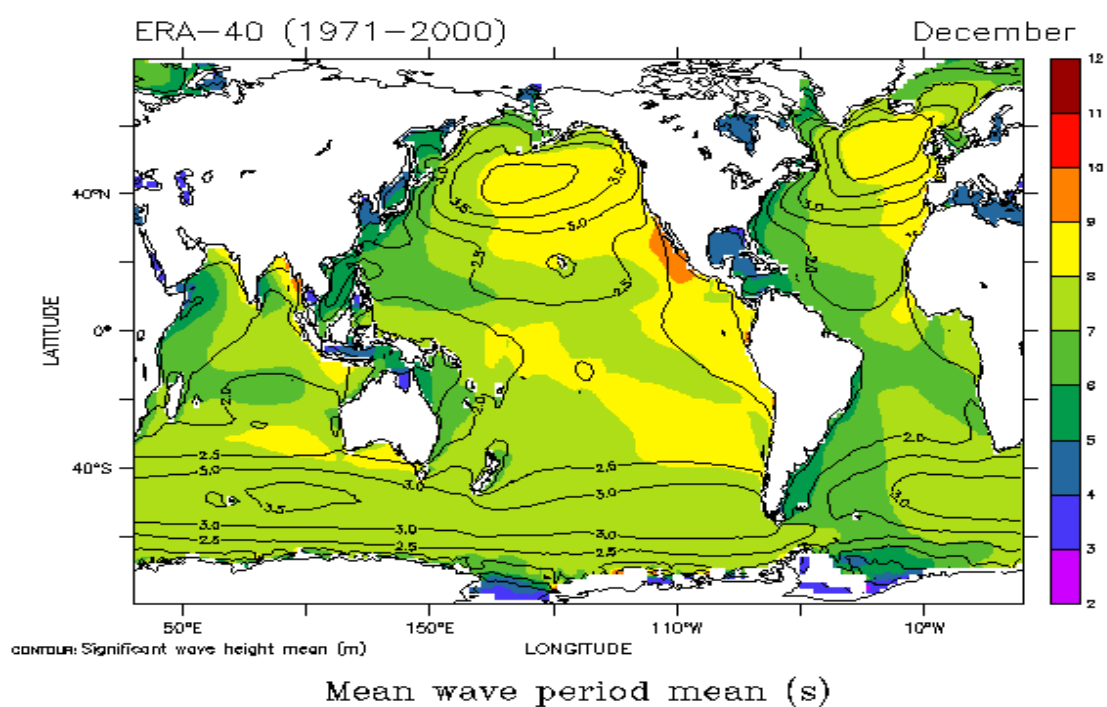


Fig. 1.40. Periodo medio en diciembre, entre los años 1971-2000

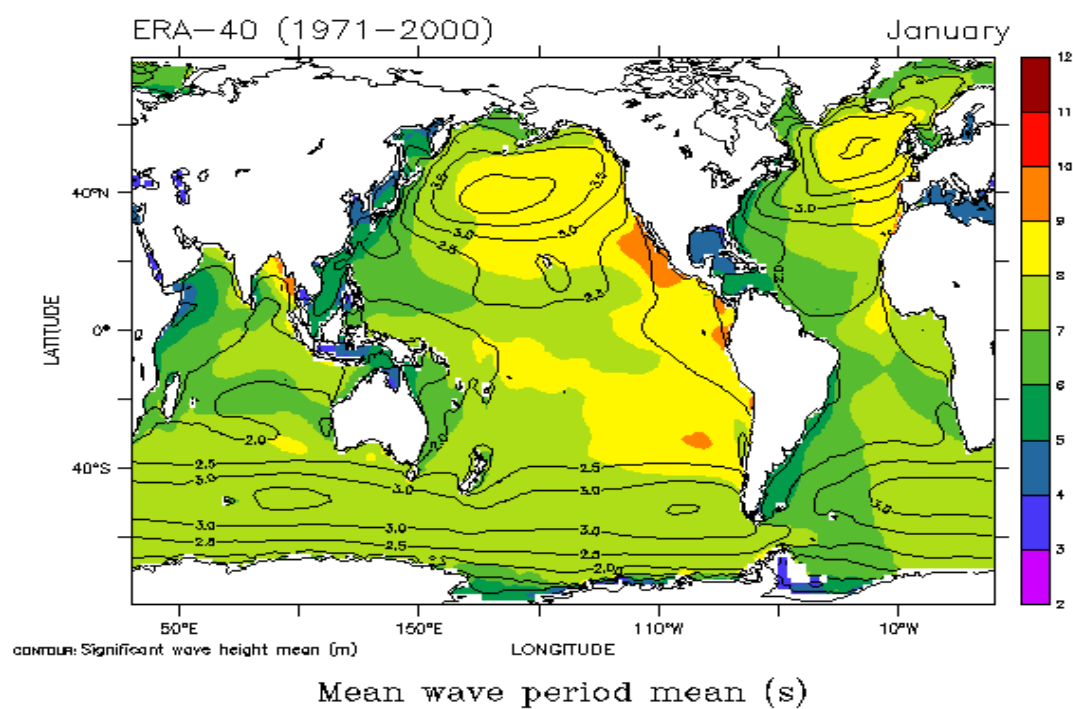


Fig. 1.41. Periodo medio en enero, entre los años 1971-2000

- Viento

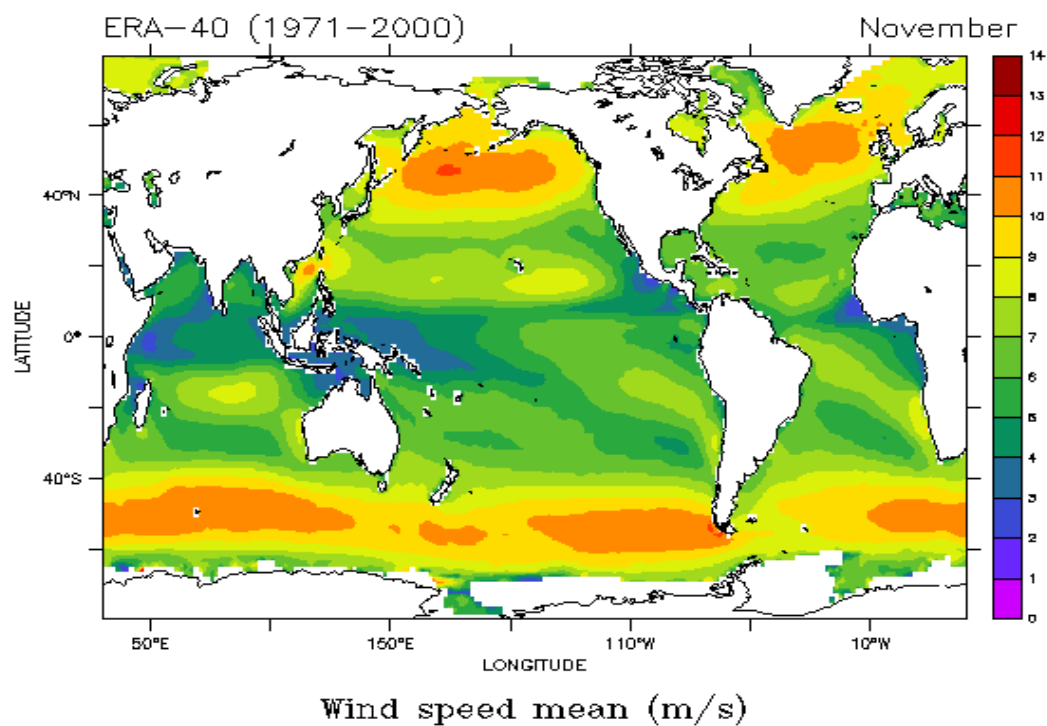


Fig. 1.42. Viento medio en noviembre, entre los años 1971-2000

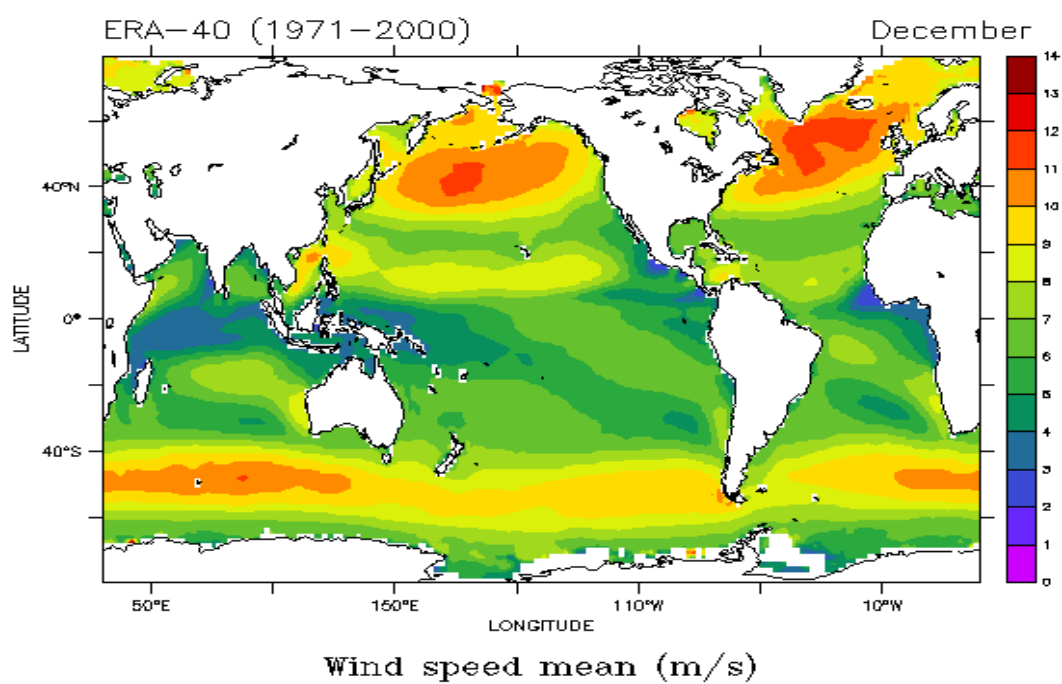


Fig. 1.43. Viento medio en diciembre, entre los años 1971-2000

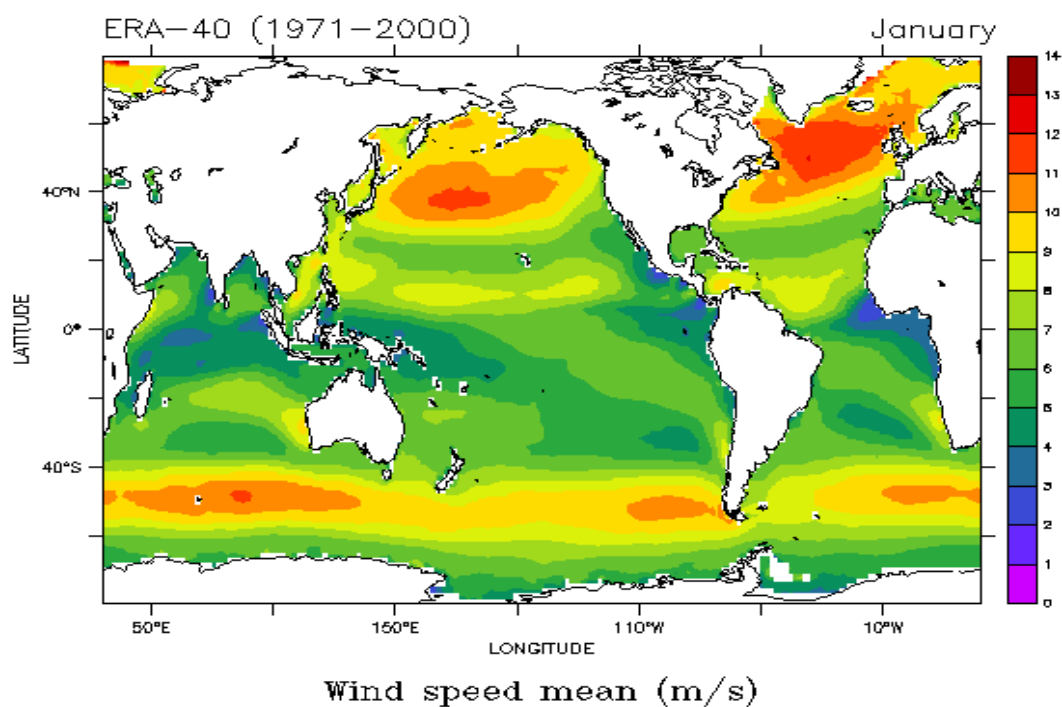


Fig. 1.44. Viento medio en enero, entre los años 1971-2000

Si se hace un estudio de los gráficos anteriores se aprecia que la altura de la ola significativa está entre 3.5 y 4.5 metros, el periodo modal está entre 7 y 8 segundos y la velocidad media del viento entre 10 y 12 m/s. De modo que podemos tomar como valores medios, una altura de la ola significativa de 4 metros, un periodo medio de 7.5 segundos y una velocidad media del viento de 11 m/s.

Para encontrar el espectro del oleaje que mejor se aproxime a la zona de estudio se va a recurrir a las recomendaciones de la ITTC de emplear una modificación del espectro de Bretschneider, que resulta válido cuando sólo se conocen la altura y el periodo del oleaje. La formulación de este espectro del oleaje es la siguiente.

$$S(w) = \frac{A}{W^5} \cdot \exp\left(-\frac{B}{W^4}\right)$$

Donde A y B adoptan los valores recomendados por la ITTC:

$$A = 173 \cdot \frac{H_{1/3}^2}{T_1^4} \quad ; \quad B = \frac{691}{T_1^4}$$

Siendo $H_{1/3}$ la altura significativa y $T_1=0.773 \cdot T_m$ con T_m el periodo modal, que se obtiene de los gráficos anteriores.

Una vez se tiene claro qué tipo de mar se va a estudiar, hay que ver los demás datos de entrada que hay que darle al programa para que haga un cálculo realista del espectro de energía del movimiento. Al tratarse este de un estudio inicial comparativo para determinar qué tipo de proa hace que la embarcación sea más estable nos encontramos con ciertas limitaciones para delimitar estos datos de entrada. Una de estas limitaciones es el radio de giro, el cuál es un dato que hay que insertar en el programa para determinar el movimiento del casco. Para hacer un cálculo aproximado de estos radios de giro se ha recurrido a un programa de CAD para determinar el centro de rotación, inercias y radios de giro de cada carena. Hay que entender que aun siendo aproximado esto va a dar una idea clara de cuál es la que ciertamente tiene un mayor grado de movimiento una vez que se igualan los demás parámetros como el espectro del oleaje, velocidad y ángulo de dicho espectro con respecto al rumbo.

La dirección y sentido del viento y por ende del oleaje en la zona de estudio es de oeste a este durante todo el año, es por ello que aquí se den los mares más peligrosos de todo el recorrido ya que prácticamente no hay ninguna porción de tierra que ralenticen ni el viento ni las corrientes. Por este motivo se puede asumir que durante este periodo las embarcaciones navegan con un viento aparente que va desde los 90 grados hasta los 150 aproximadamente, tomando como referencia la proa o el rumbo de dichas embarcaciones.

En cuanto a la velocidad lo lógico es pensar que va a ser aquí donde se van a alcanzar las mayores velocidades y planeadas ya que se navegará en mares muy desarrollados y con vientos portantes, entonces la velocidad media debería de estar entre los 15 y los 25

nudos. Además de esto no hay que olvidar que el objetivo de este apartado es encontrar la proa que mayor estabilidad de a la embarcación cuando se navegue a altas velocidades en mares desarrollados, ya no solo por la velocidad sino también por la seguridad que da tener un casco estable en este tipo de condiciones. Como se ha comentado al principio del proyecto la gran mayoría de abandonos de las últimas ediciones se producen por fallos de material que en prácticamente todos los casos se deben a fatigas producidas por las constantes aceleraciones y desaceleraciones. Éstas se generan al estar constantemente chocando contra el oleaje, por lo tanto si se elige la proa que menos movimientos produce también se logrará reducir estos ciclos de fatiga y por lo tanto se conseguirá a priori una embarcación más segura.

Como resumen de todo lo anterior se puede decir que el estudio que se va a realizar va a estar acotado a condiciones de rumbo de viento y oleaje de velocidades de entre 15 y 25 nudos y con un espectro del oleaje de Bretschneider de altura de la ola significativa de 4 metros, un periodo medio de 7.5 segundos y una velocidad media del viento de 11 m/s.

En este estudio se están tomando las características de mar que se dan en una zona que básicamente rodea a la Antártida, es lógico por tanto considerar rumbos principalmente de popa ya que en esta zona los vientos circulan en sentido Oeste-Este durante todo el año. El software que se va a usar para medir la energía del movimiento especifica que es eficaz principalmente para rumbos donde el sentido del oleaje es contrario al de la embarcación. De esta forma se estaría invalidando este estudio ya que lo interesante aquí es optimizar las formas de proa para situaciones de planeo en los que el sentido del oleaje y el sentido de la embarcación es el mismo, sin embargo en la ayuda del programa se especifica que los resultados son extrapolables, es decir, que para una comparación entre diferentes carenas sí que es válido, ya que la carena que tenga menos energía del movimiento cuando el mar le entra por las amuras, también tendrá a menor energía cuando el mar le entre por las aletas.

Aun así para que este estudio no dé lugar a dudas y resultados cuestionables se ha decidido cubrir toda la gama de rumbos desde proa hasta popa considerándolos para cada velocidad. Se ha calculado el área encerrada por los espectros de los movimientos de arfada y de cabeceo, el movimiento de balance no se ha tenido en cuenta ya que en él intervienen la jarcia y los apéndices, por lo que el movimiento estará fuertemente restringido. Para realizar el cálculo comparativo se ha promediado entre los valores de todos los rumbos de la energía de cada movimiento para cada velocidad, obteniendo dos tablas, una para cada movimiento.

Sin duda el movimiento que se pretende reducir por encima de todos es el de cabeceo ya que cuanto más se reduzca éste mayor estabilidad va a tener toda la carena, esta reducción significará una menor brusquedad a la hora de alcanzar el oleaje, lo que se resume en una mayor velocidad y una menor fatiga de los materiales.

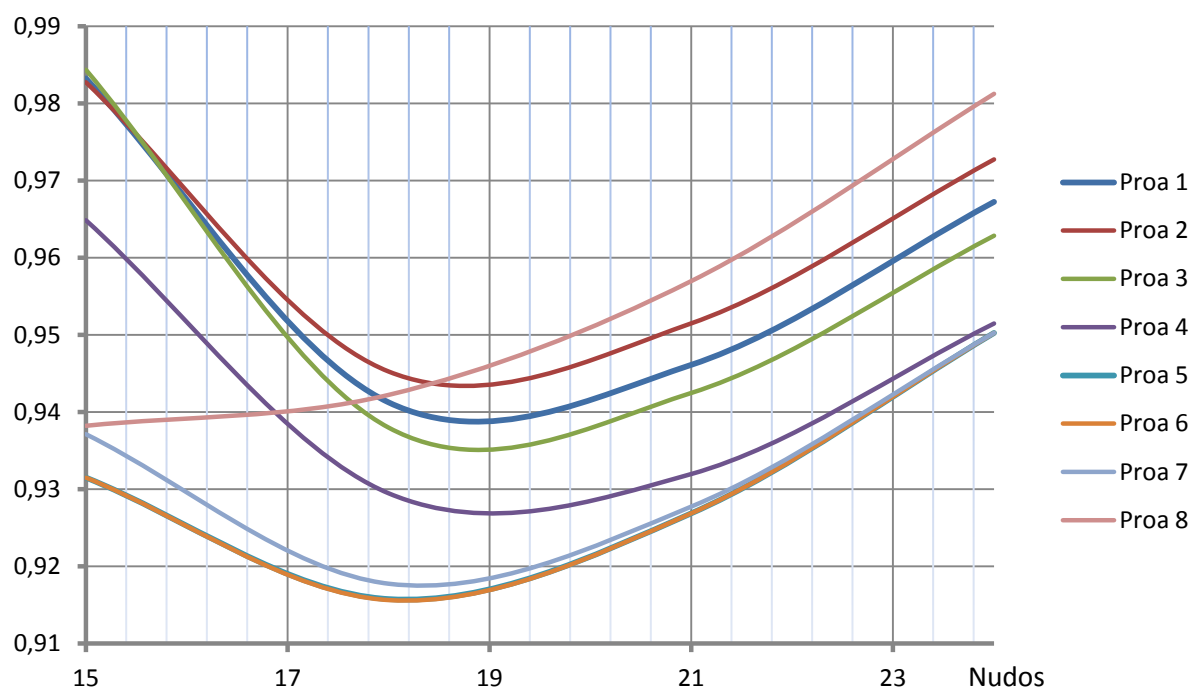
Como resultado se obtienen estos valores:

Espectro de Arfada (promedio de todos los rumbos)								
Velocidad (Kn)	Proa 1	Proa 2	Proa 3	Proa 4	Proa 5	Proa 6	Proa 7	Proa 8
15	0,983	0,983	0,984	0,965	0,9315	0,9315	0,937	0,938
18	0,941	0,945	0,938	0,930	0,9158	0,9156	0,918	0,942
21	0,946	0,952	0,943	0,932	0,9269	0,9269	0,928	0,957
24	0,967	0,973	0,963	0,952	0,9503	0,9503	0,950	0,981
Promedio	0,959	0,963	0,957	0,944	0,93109	0,93106	0,93322	0,95469

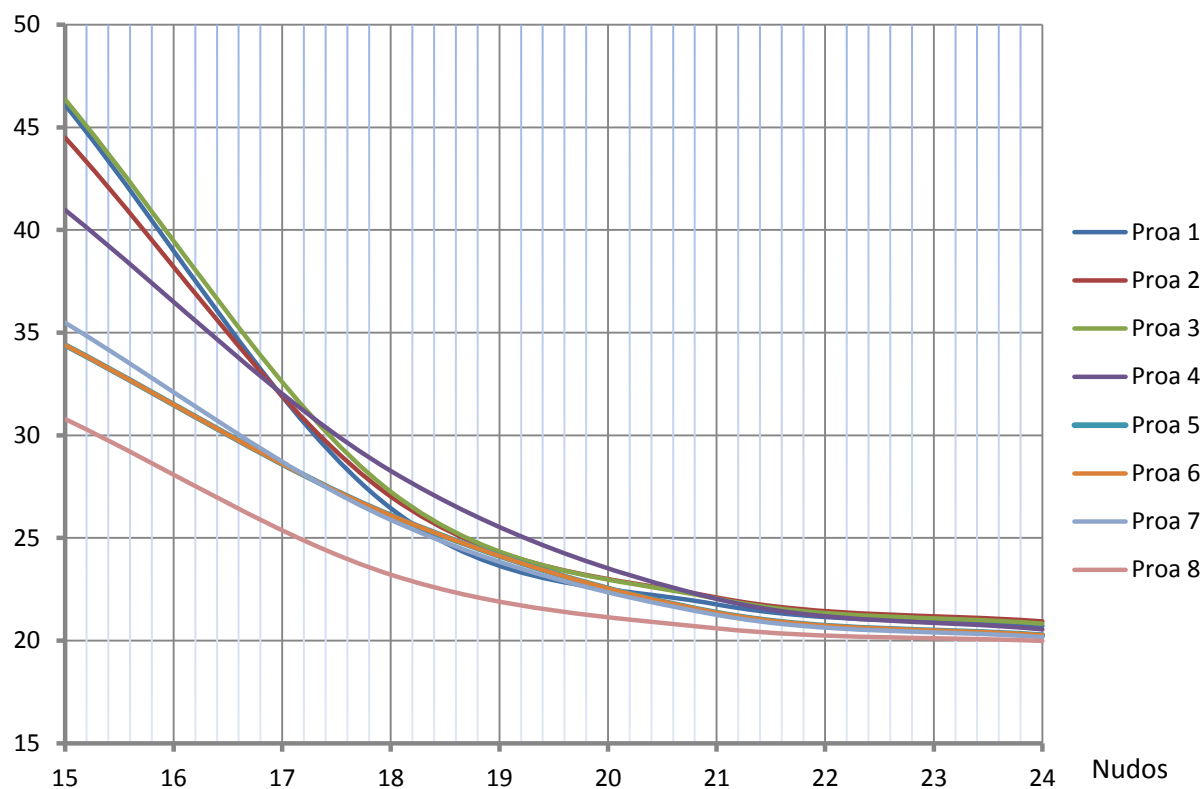
Tabla 1.10. Promedio del espectro del movimiento de arfada

Espectro de Cabeceo (promedio de todos los rumbos)								
Velocidad (Kn)	Proa 1	Proa 2	Proa 3	Proa 4	Proa 5	Proa 6	Proa 7	Proa 8
15	46,084	44,489	46,349	40,973	34,397	34,397	35,475	30,785
18	26,448	27,016	27,245	28,261	26,105	26,103	25,870	23,210
21	21,770	22,106	22,039	22,033	21,370	21,370	21,248	20,600
24	20,724	20,941	20,821	20,545	20,272	20,272	20,165	19,988
Promedio	28,756	28,638	29,113	27,953	25,53625	25,53594	25,689	23,645

Tabla 1.11. Promedio del espectro del movimiento de cabeceo



Gráfica 1.29. Gráfica de los valores medios del espectro del movimiento de arfada



Gráfica 1.30. Gráfica de los valores medios del espectro del movimiento de cabeceo

6. Elección de la carena final

Una vez se tienen los datos tanto de la resistencia como de la energía de los movimientos de arfada y cabeceo se puede elegir la proa y por lo tanto la carena final atendiendo a los criterios de mínima resistencia en aguas tranquilas y mejor comportamiento en el espectro del oleaje seleccionado. En cuanto a la resistencia en aguas tranquilas se ha visto que la que ofrece una menor resistencia es la proa número 8 que a su vez tiene una mayor energía de arfada a partir de 19 nudos, la que tiene una menor energía de Arfada es la número 6, y la que tiene una menor energía de cabeceo es la número 8.

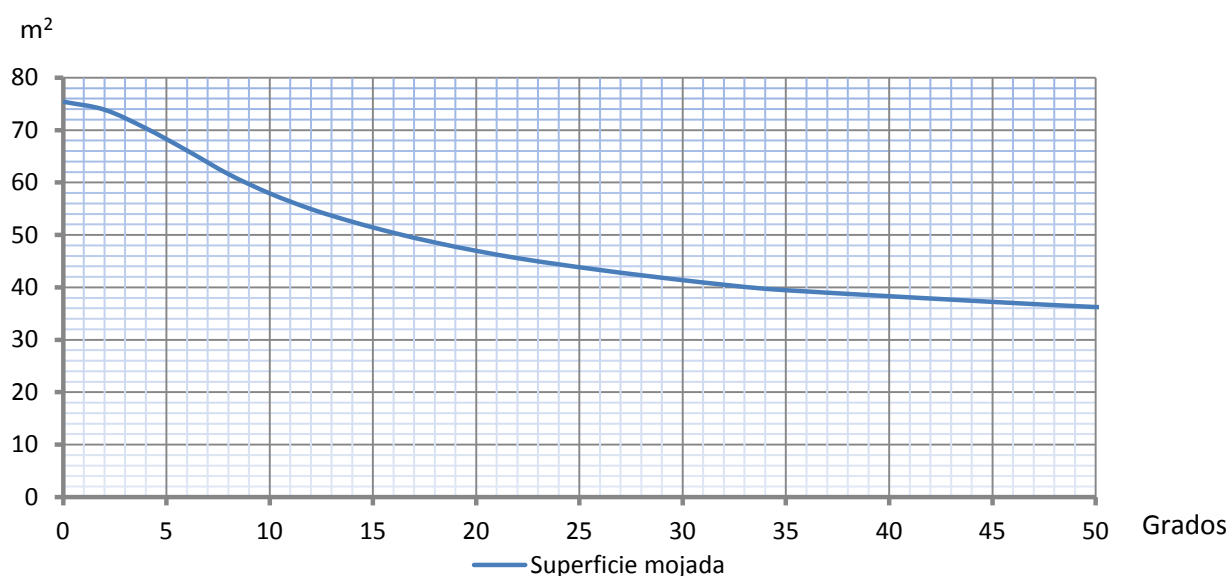
Por lo tanto la elección final es la proa número 8, debido a que al tener una menor resistencia al avance y un menor movimiento de cabeceo se consigue lo que en un principio se pretendía realizar con este estudio, y era escoger aquella carena que mayor estabilidad longitudinal tuviera y que impidiera en una gran medida el hundimiento de la proa cuando se navegaba con una mar desarrollada típica de los océanos del sur. El hecho de que a su vez tenga una mayor energía de arfada a partir de 19 nudos no es casualidad ya que al ser más voluminosa tiene lógicamente un mayor empuje. Esto que a priori puede parecer perjudicial si se mira desde el punto de vista de la estabilidad de los movimientos puede ser muy beneficioso si se piensa que al tener un mayor volumen y energía de arfada las planeadas serán más estables puesto que va a tener un mayor empuje.

Por lo tanto se consigue demostrar la tendencia de estos últimos años en el diseño de embarcaciones de competición oceánicas que se ilustraba en las primeras páginas de este proyecto, no es coincidencia que esta tendencia haya sido aumentar el volumen de las secciones de proa ya que la proa número 8 ha sido la más voluminosa de todas. Como se pretendía explicar en un principio y como se ha demostrado en las páginas anteriores este volumen en proa, diseñado atendiendo también a una mínima resistencia al avance genera una mayor estabilidad en el cabeceo lo que se traduce en una mayor velocidad al avance. Pero no solo eso sino que se conserva más el material ya que estos movimientos generan una fatiga que en una competición de unos tres meses sin parar antes o después se traducen en roturas que en la mayoría de los casos obligan al abandono de la competición.

El lector podrá pensar que si esto es así de claro por qué no todas las proas se generan así de voluminosas, esto es debido a que si se optimiza una proa para una competición en aguas costeras, por ejemplo, se necesita que sea lo más polivalente posible, y esto seguramente lleve al diseñador a una proa con unas secciones finas. No hay que olvidar que las formas voluminosas son muy eficientes con mares muy desarrollados y para rumbos principalmente de popa, y no solo esto sino que es imprescindible que se alcancen grandes velocidades. Esta descripción coincide plenamente con lo que ocurre en los mares del sur con los IMOCA Open 60 y sin duda es lo que ha ido ocurriendo los

últimos diez años con la incorporación a estas embarcaciones de quillas pivotantes. Éstas permiten una mayor superficie vélica que se traducen en unas velocidades similares a las de los multicascos más radicales de hace veinte años.

Una forma gráfica de ver el resultado de optimizar la carena con escora es la variación de la superficie mojada con la escora, como se ha comentado a lo largo de este cuaderno de nada sirve una carena con muy poca superficie mojada cuando se encuentra adrizada si a la hora de escorar no se produce un decremento de dicha característica. En la siguiente gráfica se aprecia como a partir de los 10 grados se produce una disminución importante de la superficie mojada, habiendo disminuido con 20 grados de escora un 36% aproximadamente.

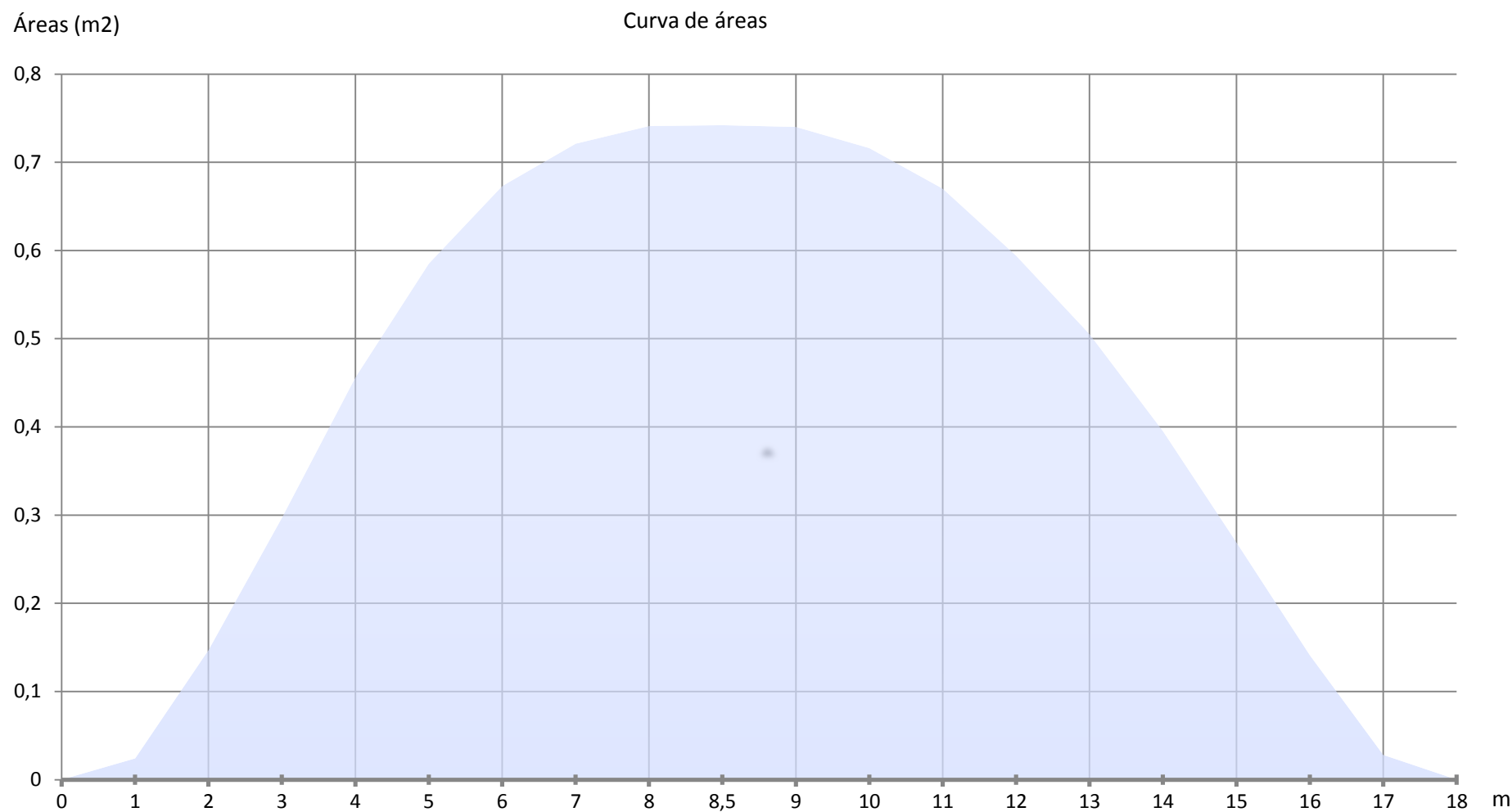


Gráfica 1.31. Variación de la superficie mojada con la escora



Fig. 1.45. Vista de perfil de la carena escogida

6.1. Curva de áreas seccionales

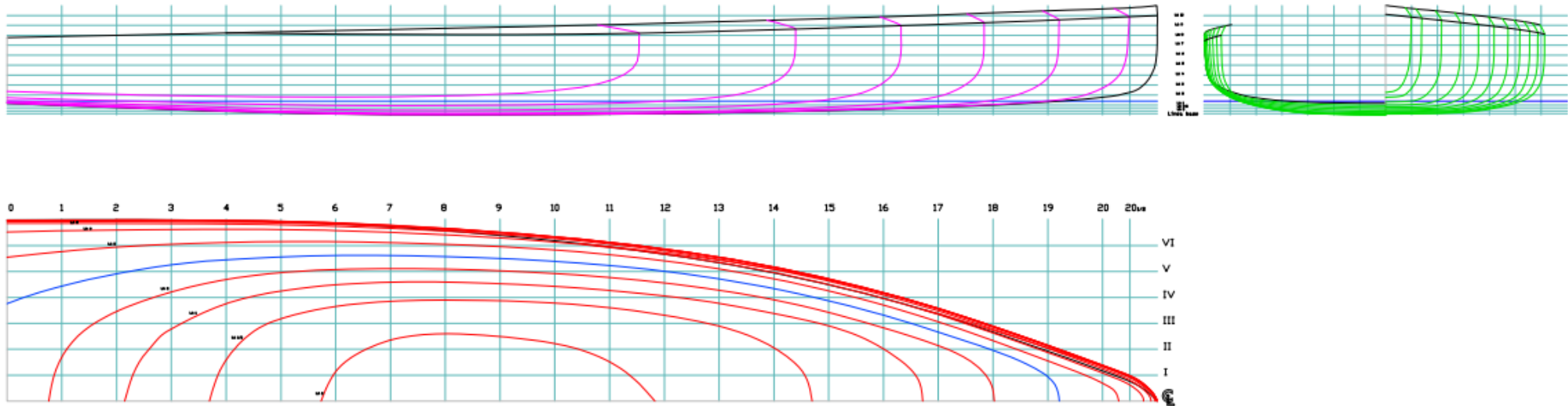


Gráfica 1.32. Curva de áreas seccionales

6.2. Plano de formas de la carena escogida

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Eslora máxima	18.288 m	Calado de la carena	0.243 m	Cp	0.612
Eslora flotación	16.682 m	Calado total	4.5 m	Cb	0.466
Manga máxima	5.770 m	Superficie mojada	62.43 m^2	Cm	0.769
Manga de flotación	4.608 m	Área de flotación	61.91 m^2	Cfl	0.805
Desplazamiento	7886 Kg			LCB	42.3 %
				LCF	40.72 %



"DISEÑO Y DESARROLLO DE UN IMOCA OPEN 60"		
PLANO DE FORMAS. CARENA		
ESCALA	1/70	TIPO DE BARCO: Velero de competición clase IMOCA OPEN 60
TUTOR	Leandro Ruiz Peñalver	
ALUMNO	José Luis Ortín Montesinos	PLANO Nº: 1

7. Referencias

ESPINOSA J. (2011) *“Diseño y optimización de formas. Hidrodinámica”, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona*

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Seakeeper version 13, user manual.

International Monohull Open Class Association (I.M.O.C.A) (2010) Open 60' ISAF International Class. “Class Rules 2012”

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) *“Principles of Yacht Design” 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.*

<http://www.compassis.com/downloads/Manuals/TdynTutorial.pdf>

www.accionasailing.com

www.barcelonaworldrace.com

www.imoca.com

www.vplp.fr

<http://www.alexthomsonracing.com>

<http://www.thedailysail.com>

<http://chevaliertaglang.blogspot.de>

www.knmi.nl (Royal Netherlands Meteorological Institut)

Javier Sansó, patrón de la embarcación Acciona 100 % Ecopowered.

Índice

1. Creación de los apéndices	2
1.1. Quilla	4
1.2. Timones	19
1.3 Orzas	22
1.4. Perfiles de los apéndices	27
2. Cálculo de la estabilidad	32
2.1. Introducción	32
2.2. Ángulo de escora inicial	33
2.3. Ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación (AVS_{wc})	34
2.4. Momento adrizante máximo	37
3. Bibliografía	

1. Creación de los apéndices

Los apéndices en una embarcación de este tipo son una parte muy importante en el diseño final ya que de ellos depende una gran parte del rendimiento hidrodinámico de todo el casco. En las reglas de clase se especifica que como mucho sólo podrá haber un total de cinco apéndices, por lo que se reduce a una quilla con su bulbo, dos orzas anti-deriva y dos timones. En las siguientes páginas se van a explicar las características de cada uno de estos apéndices, su objetivo y la forma más racional de optimizarlos con las herramientas disponibles. Este tipo de apéndices han sido muy estudiado a lo largo de los años, existiendo gran variedad de publicaciones donde consultar los resultados obtenidos de pruebas experimentales en túneles de viento y canales hidrodinámicos.

Se van a tratar de estudiar diferentes tipos de perfiles escogiendo aquellos que cumpliendo las características estructurales necesarias tengan un menor coeficiente de arrastre y una mayor sustentación, para diferentes ángulos de ataque. Para ello se estudiarán diferentes perfiles en el programa *Javafoil*, el cual es una herramienta relativamente sencilla de usar en la que se usan bastantes de los métodos tradicionales para el análisis de perfiles subsónicos. Se compone básicamente de un método de cálculo de flujo potencial, el cuál usa una variación lineal de la distribución de vorticidad y de análisis de la capa límite, resolviendo una serie de ecuaciones diferenciales para encontrar los diversos parámetros que la componen.

Se va a empezar estudiando perfiles NACA (National Advisory Committee for Aeronautics), para después compararlos con otro tipos de perfiles y ver así cuál de estos es más eficiente. Estos perfiles se desarrollaron en la primera mitad del siglo pasado para el desarrollo aeronáutico por dicha agencia NACA, que en 1958 se disolvió pasando a ser NASA. Estos perfiles fueron pensados principalmente para alas de aeronaves, sin embargo se ha demostrado de sobra su utilidad en el medio marino. En el caso de la náutica son muy conocidos y usados la serie 63 y 65 de dichos perfiles, y los perfiles de cuatro dígitos.

La serie 6 de la familia NACA se elaboró especialmente para flujo laminar, de modo que serán las adecuadas para las orzas. La nomenclatura de dicha serie está compuesta por seis dígitos, el primero es el número 6 que identifica la serie, el segundo indica la situación de máximo grosor en términos del porcentaje de la cuerda, así 63 indica que pertenece a la serie 6 y que ésta tiene el máximo espesor en el 30 % de la cuerda. A continuación de estos dos dígitos separado por un guión van tres dígitos más, expresando el primero de ellos el carácter simétrico o asimétrico del perfil, siendo simétrico si es un cero y si es un tres, por ejemplo, significa que el coeficiente de sustentación de diseño es de 0.3, y por último las dos últimas cifras expresan el espesor en porcentaje de la cuerda. De esta forma el perfil 63-412 pertenece a la serie 6, tiene el máximo espesor en el 30 % de la cuerda, no es simétrico teniendo un coeficiente de sustentación de diseño de 0.4, además de ser el espesor el 12% de la cuerda.

Otro tipo de perfiles NACA son los perfiles de cuatro dígitos, que funcionan mejor en régimen turbulento por lo que pueden emplearse en los timones y quilla, el primer dígito describe la asimetría entre las dos caras del perfil, el segundo dígito describe la distancia donde se sitúa el máximo espesor del perfil en porcentaje de cuerda, y los dos últimos describen el máximo espesor del perfil de nuevo como porcentaje de la cuerda. De esta forma el perfil NACA 2412 tiene una asimetría entre las dos caras del perfil del 2%, con el máximo espesor al 40% de la cuerda desde la parte frontal cuyo valor es del 12% de la cuerda.

No hay que olvidar que el parámetro para la mayor eficiencia de una apéndice es su relación de aspecto, que como es sabido es la relación entre el calado de dicho apéndice entre su cuerda media, siendo este último parámetro la media entre la cuerda medida en la parte superior del apéndice y la parte inferior del mismo. Dicha relación de aspecto se considera el doble de grande si el apéndice está unido a una superficie considerablemente plana como es el caso de los apéndices que aquí se van a tratar. Sin embargo se puede realizar un estudio preliminar de la influencia de parámetros como coeficientes de resistencia y empuje, ángulo de ataque, etc. en dos dimensiones de los perfiles y una vez escogido uno para cada apéndice comparar diferentes relaciones de aspecto.

Se va a estudiar y comparar, por lo tanto, diferentes combinaciones dentro del contexto de este proyecto, tratando de acercarse lo más posible a la realidad, obviando sin embargo un estudio mucho más profundo ya que por sí mismo ya tendría la suficiente entidad para ser un proyecto de este tipo.

1.1. Quilla

En embarcaciones a vela de una mínima entidad se denomina quilla a aquella parte que tiene como principal misión contrarrestar la fuerza de las velas por un lado consiguiendo una mínima estabilidad transversal y evitar la deriva por otro cuando se navega en ceñida. Sin embargo en embarcaciones con quilla pivotante se pierde esta segunda característica, es por ello que se necesitan las orzas anti-deriva situadas a ambas bandas delante del palo para optimizar esta función que a su vez son elevables para permitir quitar superficie mojada cuando no se utilizan, en rumbos portantes principalmente. De esta forma la quilla ha pasado a tener únicamente la función de dar el suficiente brazo adrizante para poder situar la máxima superficie vélica y conseguir una mayor velocidad.

Este apéndice en veleros convencionales ya aporta el peso suficiente para generar la estabilidad transversal necesaria en todo velero, sin embargo en este tipo de embarcaciones se suele poner un bulbo en su extremo; donde se sitúa el mayor peso posible bajando bastante el centro de gravedad y generando un mayor par adrizante. Éste bulbo en los IMOCA más recientes suele estar entre unos 3100 y 3700 kilogramos, además se complementan con unos tanques de lastre, de entre dos y cuatro toneladas por banda que consiguen dar un mayor brazo adrizante y consiguen también modificar el trimado de la embarcación dependiendo de cada condición de viento y mar.

En los últimos años en la clase IMOCA se ha optado por tres tipos diferentes de configuraciones de quilla y orzas anti deriva. La primera consiste en orzas anti-deriva curvas que dan sustentación elevando así la proa y reduciendo la superficie mojada cuando se va en régimen de planeo, además de evitar a su vez la deriva y con la quilla con el eje de rotación en horizontal. La segunda configuración es por la que han optado más los últimos diseños y se trata de tener las orzas anti-deriva completamente rectas, aumentando de esta forma su función anti-deriva en comparación con las curvas y lo que hacen para conseguir esta sustentación es inclinar unos grados hacia proa el eje de rotación de la quilla pivotante; creando a partir de cierto ángulo una componente vertical que sustenta la embarcación haciendo el mismo efecto de reducción de la superficie mojada. Y por último un tercer caso que es muy parecido al primero pero en lugar de tener las orzas curvas las tienen inclinadas hacia fuera del casco de modo que cuando se escora la fuerza que generan crea una componente vertical que genera sustentación y otra componente horizontal que evita la deriva.

En los tres métodos es muy importante optimizar la asimetría de las orzas y el ángulo de inclinación de la quilla y de las propias orzas ya que si se diseñan mal lo que puede ocurrir es que sea más perjudicial que beneficioso. Aquí se va a tratar de realizar un cálculo simplificado de las fuerzas que intervienen con este ángulo de inclinación de la quilla hacia proa debido a la curiosidad del sistema, se haría de forma similar con las orzas inclinadas hacia fuera y se complicaría más el cálculo teórico de las orzas curvas ya que la forma de calcular esto no es otra que ensayos en canal de experiencias.

Se ha hecho un estudio sobre los datos del coeficiente de arrastre C_d que ofrece el programa *Javafoil* para las series de 4 dígitos y las series 63, 64 y 65 de la familia NACA, además se ha hecho un estudio de los perfiles Jaukovsky y se ha comprobado dentro de cada familia cuál ofrece menor coeficiente de arrastre para ángulos de ataque de entre 0 y 10 grados. Para la quilla se busca en un principio esto, que se tenga muy poco coeficiente de arrastre para pequeños ángulos de ataque. Esto es así en veleros que incluso no son de competición debido a que en la mayoría de veleros se genera un pequeño ángulo de deriva por el efecto de la escora, y si se escoge un perfil que aumenta la resistencia en gran medida a pequeños ángulos de ataque se generará un incremento en la resistencia al avance.

En la gráfica 2.1 se muestra una comparación entre los perfiles que ofrecen un menor coeficiente de arrastre de cada familia. En ella se aprecia que tanto los perfiles NACA 63-012, 64-012, 65-010 y 65-010, son los que menos coeficiente de arrastre tienen, se ve que hasta los 4 grados de ángulo de ataque el coeficiente de arrastre se mantiene constante para los perfiles NACA 63-010, NACA 63-012, NACA 64-010, y NACA 64-012. También se aprecia como el que mejor relación tiene entre el coeficiente de arrastre y el ángulo de ataque es el perfil Jaukovsky 10 %, que se ve como hasta los 7 grados no tiene un gran incremento de la resistencia al avance.

Como se ha comentado antes se va a hacer un estudio preliminar y aproximado de las fuerzas que puede generar la quilla cuando se inclina su eje de rotación unos grados. De forma que cuando se pivote la quilla se genere una fuerza perpendicular a su plano, con poca inclinación ayudará a no derivar y cuando se incline bastante se reducirá la superficie mojada; disminuyendo así la resistencia al avance y aumentando la velocidad. Uno de los factores clave sobre este asunto está en dónde se aplique la fuerza resultante, ya que dependiendo de dónde se aplique se podrá llegar a generar un par escorante que podría hacer perder bastante estabilidad a la embarcación.

El concepto aquí radica el beneficio que genera la sustentación cuando se va en régimen de planeo. Esto normalmente ocurre en rumbos portantes donde no se necesita tanto par adrizante para contrarrestar la fuerza de las velas ya que tendrán una menor componente escorante.

En la siguiente imagen se explica este efecto. La resistencia de arrastre que genera el propio perfil permanece prácticamente constante hasta los 7 grados para ciertos perfiles, como se ve en la gráfica 2.1.

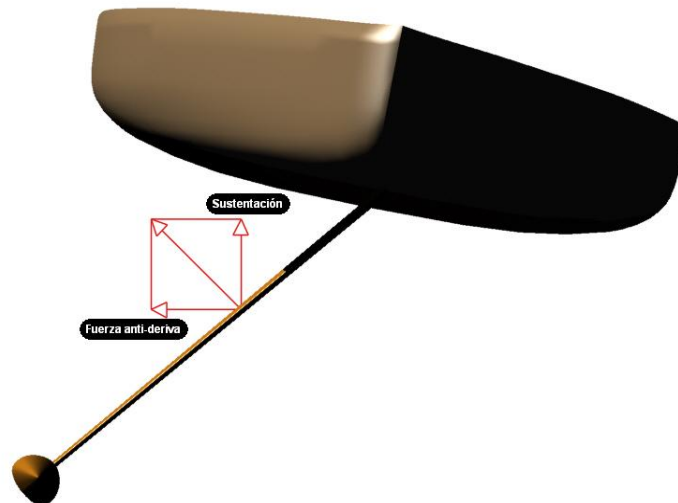
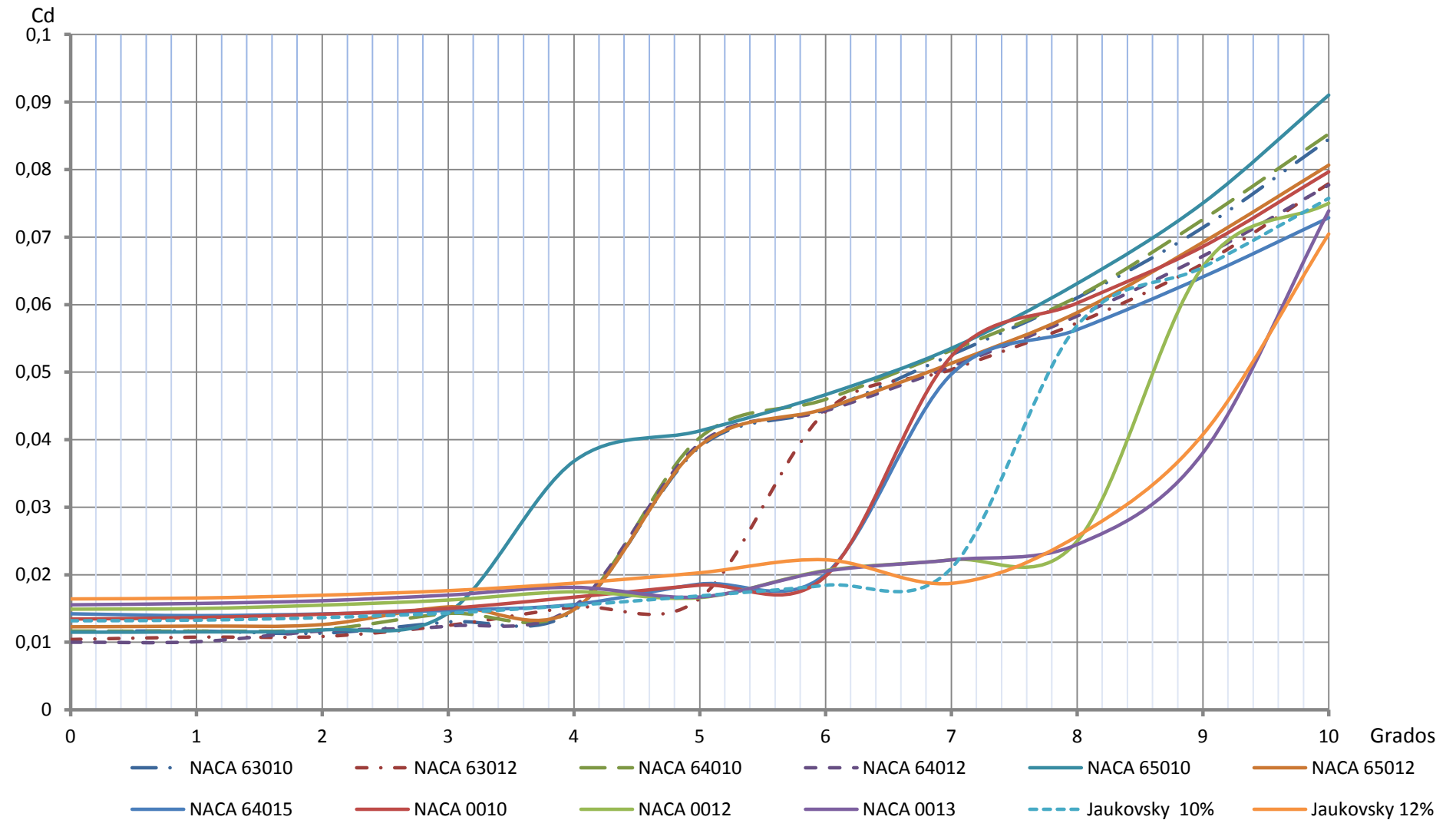


Fig. 2.1. Vista transversal de la componente de empuje de la quilla

No es muy difícil por lo tanto intuir que inclinar unos pocos grados el eje de giro de la quilla pivotante aporta grandes beneficios, generando un empuje que va a ayudar a reducir la superficie mojada del casco, sin por ello comprometer apenas la resistencia que ya de por sí tiene el apéndice. Pero además de eso la componente en el eje transversal del empuje va a ayudar a evitar la deriva, de modo que este perfil multiplica la utilidad que a priori era la de soportar el peso del bulbo que va en su extremo.



Hasta los cuatro grados el perfil NACA 64-012 es el que prácticamente mantiene más bajo el coeficiente de arrastre, por lo que sería muy recomendable su elección, sin embargo el hecho de que el perfil NACA 63-012 tenga casi el mismo coeficiente de arrastre y sumándole el hecho de que se mantiene constante un grado más se va a optar por dicho apéndice para la quilla, ya que el ángulo de inclinación va a estar en torno a los cuatro grados. Este ángulo se debería estudiar con mucha atención en un canal de experiencias para saber exactamente que fuerzas verticales origina el apéndice, pero los datos de que se dispone indican que unos cuatro grados está en la franja media entre ser conservador y arriesgar, así que como ejemplo se toman esos cuatro grados.

Una forma sencilla de calcular de forma aproximada el empuje y la resistencia que se genera en el perfil en tres dimensiones es usando la teoría lineal del empuje para el cálculo del empuje y la resistencia inducida de alas. Esta teoría usa las siguientes ecuaciones para trasladar los coeficientes que se han calculado en dos dimensiones a tres dimensiones. Tiene para ello en cuenta la relación de aspecto del apéndice, la conicidad, la resistencia generada por la componente del empuje, etc.

$$\text{Resistencia: } D_l = C_{Dl} \cdot 0.5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A$$

$$\text{Empuje: } L = C_L \cdot 0.5 \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A ;$$

$$A: \text{Área proyectada} = \text{Cuerda media} \cdot \text{calado} = \frac{C_1 + C_2}{2} \cdot T_{\text{apénd.}}$$

$$C_L = \frac{C_{l,2D}}{1 + \frac{2}{AR}} \quad C_{Dl} = \frac{C_L^2}{\pi \cdot AR}$$

$$A.R.: \text{relación de aspecto} = \frac{T_{\text{apénd.}}}{\text{Cuerda media}} = \frac{T_{\text{apénd.}}}{\frac{C_1 + C_2}{2}}$$

Siendo:

$C_{l,2D}$: coeficiente de empuje en dos dimensiones

C_{Dl} : coeficiente de arrastre debido al empuje

ρ : densidad en Kg/m^3

V : velocidad en m/s

C_1 y C_2 : cuerda del perfil superior e inferior del apéndice

Introduciendo estas fórmulas en una hoja de cálculo y descomponiendo el empuje resultante se puede calcular el empuje neto aproximado que genera el apéndice para cada velocidad y cada inclinación de la quilla respecto a su plano vertical. Pero para esto primero hay que saber qué cuerda tiene el perfil escogido, ya que los coeficientes de arrastre y empuje varían dependiendo de este parámetro.

Para escoger una cuerda adecuada se tiene que tener en cuenta las consideraciones estructurales, la quilla es una pieza de gran responsabilidad ya que sin ella se pierde casi la totalidad de la estabilidad de la embarcación. Es por ello que hay que hacer un estudio del mínimo módulo necesario del perfil para que cumpla con su función estructural.

Dimensiones de la quilla:

- Longitud: como el calado viene limitado por regla a 4.5 m, habría que quitarle a esta cifra el calado del casco, 0.243 m, y suponiendo una altura del bulbo de unos 45 cm, la longitud de la quilla sería de 3.807 m aproximadamente.
- Área lateral: el área lateral de la quilla en un velero suele estar en torno al 2.5% del área vélica en ceñida, sin embargo en veleros de competición esta área se reduce hasta un 1% aproximadamente para minimizar su tamaño, además de que la función de impedir la deriva va a ser realizada por las orzas anti-deriva como se ha comentado anteriormente. De todas formas esta área lateral se va a intentar reducir todo lo posible para evitar demasiada resistencia añadida. Esta reducción va a estar restringida por los esfuerzos estructurales.

En el año 2013 debido la cantidad de roturas de quillas que hubo en la edición 2012-2013 de la Vendée Globe, IMOCA ha puesto restricciones a la clase, sobre todo en lo concerniente a las quillas y la jarcia fija. En lo referente a la quilla se resumen a continuación algunas de las reglas más significativas.

El material de la quilla (unión entre bulbo y casco) tiene que ser de acero inoxidable forjado, sin soldaduras con unos requerimientos mínimos de:

- Límite elástico de 800 Mpa
- Resiliencia mínima de 100 J/m³
- Diferencia entre el límite plástico y el de ruptura mayor de 200 Mpa
- Alargamiento mínimo del 12 %.

En cuanto a las restricciones geométricas se especifica que:

- Nivel de las abrazaderas de la quilla a 450 mm de altura.
- Un solo grado de libertad, en rotación.
- No puede haber soldaduras ni sujeciones, la quilla debe de ser fundida en una pieza.
- Las cavidades se permiten siempre que sean fácilmente accesibles y se puedan inspeccionar a simple vista, por lo tanto no se permiten cavidades cubiertas, a su vez, no se puede llenar ninguna cavidad con un material que pese más de 7.8 t/m³.
- Los elementos hidrodinámicos y añadidos no estructurales deben poderse desmontar para su inspección.

Con estas reglas solo queda elegir la dimensión longitudinal del perfil NACA 63-012 y la forma en la dirección vertical. Ya que tanto el material como su contenido no dejan lugar para mucha interpretación, se podría diseñar con ciertas cavidades para ahorrar un poco de peso pero a estas alturas del proyecto se va a intentar diseñar y optimizar maciza. En principio se va a realizar un cálculo básico suponiendo esta como una viga empotrada que soporta su peso repartido en toda su longitud más el peso en su extremo del bulbo. Con un perfil constante primero y después se tratará de optimizar con el módulo de elementos finitos *Simulation Xpress*, perteneciente al software *SolidWorks*.

La densidad del material del bulbo está limitada a 11400 Kg/m^3 , de modo que si se había supuesto un peso del bulbo de 3400 Kg este tendrá un volumen de 0.286 m^3 .

Se va a analizar el momento flector generado en el extremo empotrado, que lógicamente será el extremo opuesto del bulbo, es decir donde supuestamente va a ir situado el eje de giro. Y se va a medir en la peor situación, esto es cuando forma 90° con la vertical. Aquí hay una variable que es el volumen y por lo tanto el peso de la quilla.

El área del perfil de cuerda 1 m es de 0.07548 m^2 , por lo tanto si es constante y la profundidad del perfil se ha calculado en 3.807 m aprox. Tiene un volumen de 0.287 m^3 , y dado que la máxima densidad permitida es de 7.8 t/m^3 , el peso del perfil será de 2241.348 Kg . Este es bastante más elevado de lo que se supuso en un principio, pero para hacer una primera iteración vale.

Momento flector:

$$M = Pb \cdot L + 0.5 \cdot (P_0/L) \cdot L^2 = 3400 \cdot 9.81 \cdot 3.807 + 0.5 \cdot 2241.348 \cdot 9.81 \cdot 3.807 \\ = 168832.120 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Se limita la flecha a 10 cm :

$$flecha = \frac{Pb \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{P_0 \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I} \leq 0.10 \text{ m}$$

Se obtiene un momento de inercia mínimo de:

$$I > 3.643 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

En la normativa dice que se usará como mínimo un acero cuyo límite elástico sea al menos de 800 Mpa , muy alto para los aceros inoxidables comunes, que rondan los 400 Mpa , de todas formas se escoge este límite elástico por exigirlo así en la normativa IMOCA.

La tensión máxima:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} = \frac{M}{\frac{I}{Y_{max}}};$$

Siendo Y_{max} el espesor máximo del perfil y W el módulo de la sección. Como la tensión máxima no puede ser mayor que el límite elástico:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W} < \sigma_y; \quad W > \frac{M}{\sigma_y} = 2.110 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

En la siguiente tabla se muestra las propiedades de cada sección para el momento flector calculado y el límite elástico estimado por la regla. Sigue siendo una condición hipotética, sobredimensionada para los perfiles que tienen una cuerda menor de un metro ya que al ser menores tendrían una menor masa y la carga repartida del peso por lo tanto resultaría menor. Pero sirve para hacerse una idea de lo que se podría reducir la sección “empotrada”.

Cuerda (m)	Ymax (m)	Inercia (m4)	Módulo (m3)	Tensión (N/m2)	c.s.
1	0,06	6,12E-05	1,02E-03	1,66E+08	4,834
0,9	0,054	4,02E-05	7,44E-04	2,27E+08	3,524
0,8	0,048	2,51E-05	5,22E-04	3,23E+08	2,475
0,7	0,042	1,47E-05	3,50E-04	4,83E+08	1,658
0,6	0,036	7,93E-06	2,20E-04	7,66E+08	1,044
0,5	0,03	3,83E-06	1,28E-04	1,32E+09	0,604

Tabla 2.1. Características geométricas de los perfiles para la quilla

Reduciendo la cuerda hasta 0.8 m, la sección tiene un área de 0.0483 m^2 , por tanto una masa de 1434.24918 y recalculando el momento flector:

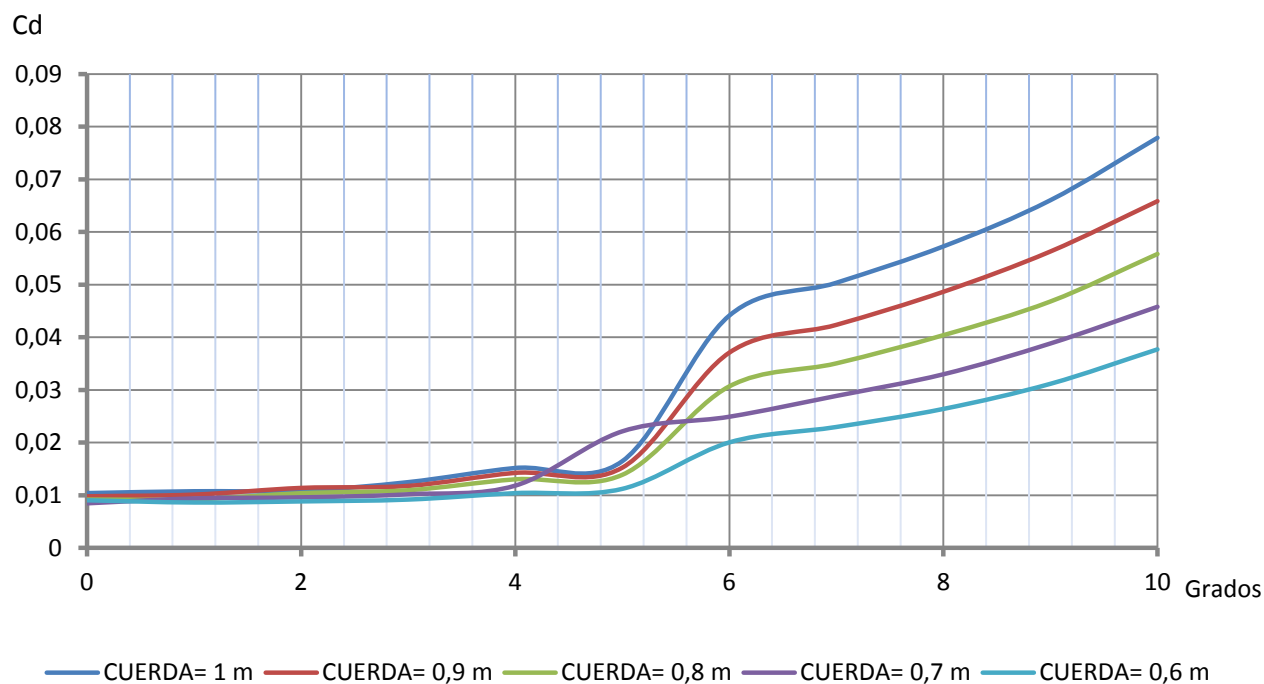
$$\begin{aligned} M &= Pb \cdot L + 0.5 \cdot (P_0/L) \cdot L^2 \\ &= 3400 \cdot 9.81 \cdot 3.807 + 0.5 \cdot 1434.24918 \cdot 9.81 \cdot 3.807 \\ &= 153760.893 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

Manteniendo la flecha a 10 cm, se obtienen:

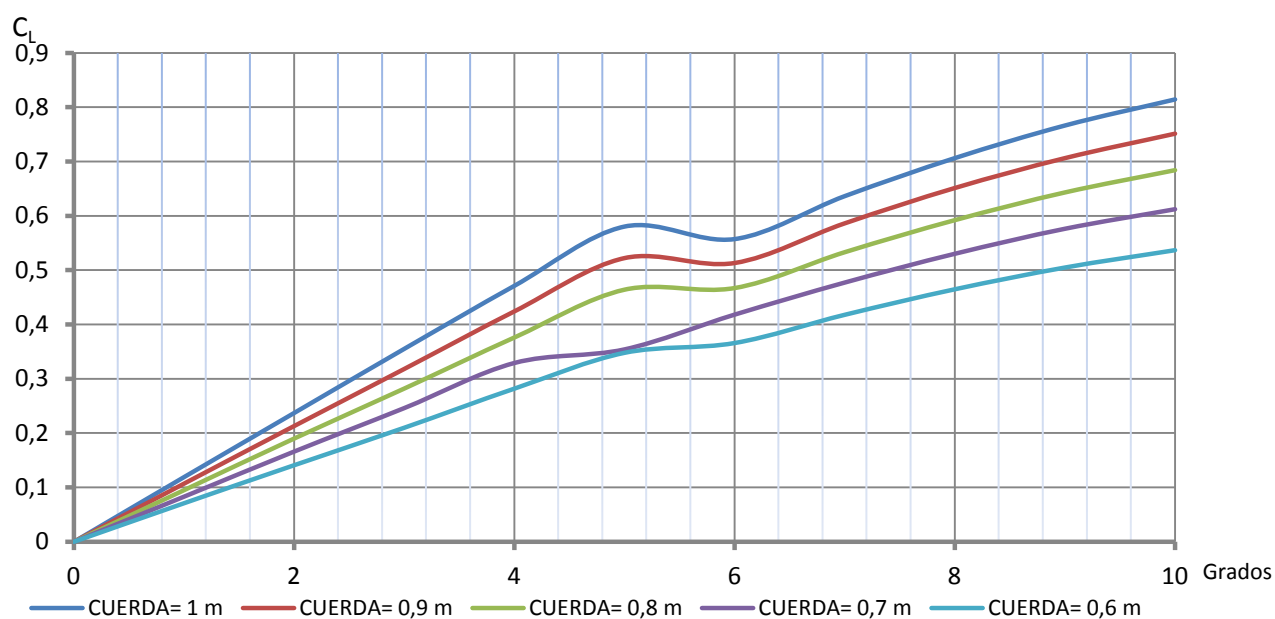
$$\begin{aligned} I &> 3.383 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4 \\ W &> \frac{M}{\sigma_y} = 1.922 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Con el nuevo momento flector, aplicándose al perfil NACA 63-012 de 0.8 m de cuerda se obtiene una tensión de $2.944 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$ con un coeficiente de seguridad de 2.717.

En las siguientes imágenes se muestra la variación del coeficiente de arrastre y del coeficiente de empuje para cada ángulo de ataque, variando la cuerda de los perfiles NACA 63-012.



Gráfica 2.2. Variación del coeficiente de arrastre con respecto al ángulo de ataque



Gráfica 2.3. Variación del coeficiente de empuje con respecto al ángulo de ataque

No hay que olvidar que el objetivo era cuatro grados de ángulo de ataque por lo que no está en esa zona donde se varía el comportamiento de los coeficientes de empuje y arrastre, sin embargo está bastante cerca. De modo que se elige para la parte más cercana al casco un perfil con una cuerda de 0,8 m.

Aunque ya con este perfil se podría pasar al siguiente epígrafe se va a intentar variar la sección a lo largo de su longitud buscando dos objetivos muy importantes, por un lado

reducir aún más el peso de la quilla y por otro elevar todo lo posible la resultante del empuje que se va a generar, para que no produzca demasiado par escorante y realice mejor su función de foil.

Lógicamente al elevar el centro de gravedad de la quilla se elevará el centro de gravedad total, sin embargo sigue cumpliendo los criterios de estabilidad que se verán en las siguientes etapas de este capítulo. A continuación se muestra la deformación máxima y la tensión de Von Mises que genera el programa *SolidWorks* con la sección NACA 63-012 con el valor de la cuerda de 0.8 m.

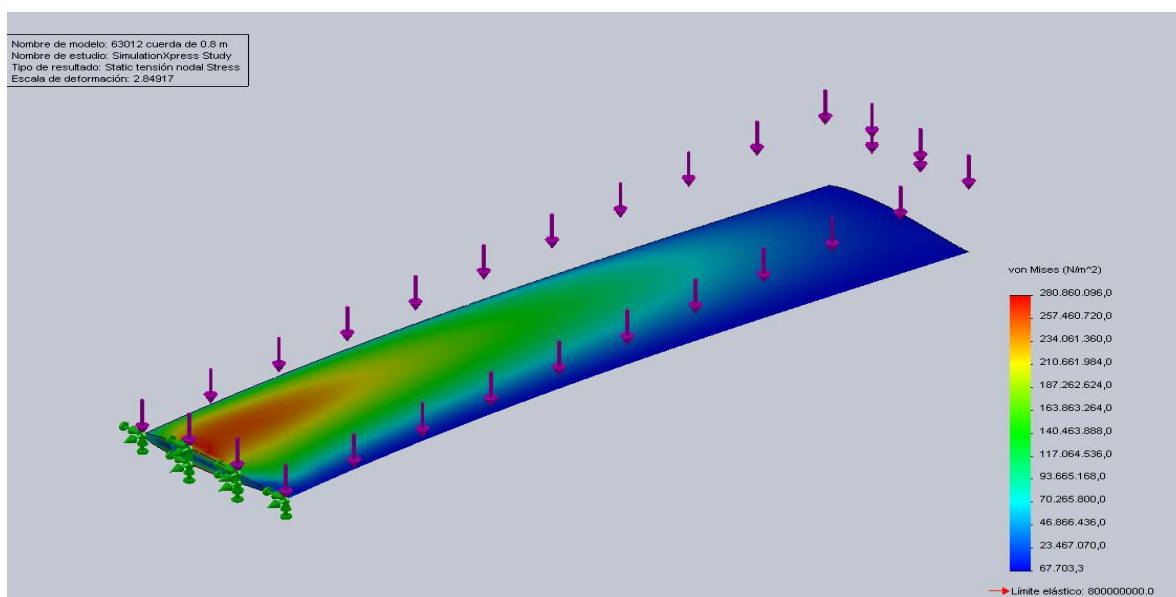


Fig. 2.2. Tensión de Von Mises las diferentes secciones a lo largo de la quilla (1ª iteración)

La tensión máxima que da como resultado de aplicar la sujeción, la fuerza del bulbo (3400 Kg) y el propio peso del perfil (1435 Kg) es de $2.8 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2$, algo menor que la calculada antes, pero bastante similar y alejada del límite elástico.

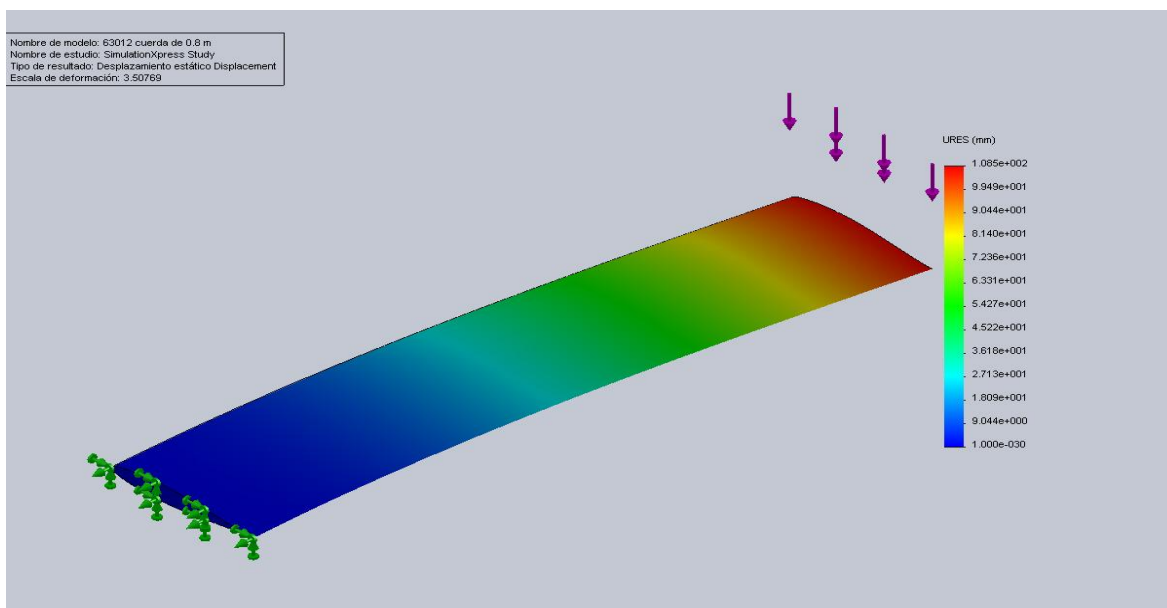


Fig. 2.3. Desplazamiento de las diferentes secciones a lo largo de la quilla (1ª iteración)

El máximo desplazamiento es 13 cm, por lo que también es muy cercano a lo supuesto arriba. En estas imágenes se aprecia muy bien como hay partes que no influyen demasiado en la resistencia, es decir, no absorben apenas tensión comparada con otras secciones. Como aun hay bastante margen se decide afinar la parte pegada al bulbo.

La primera iteración se ha reducido hasta la mitad el peso de la quilla, llegando a pesar 710 Kg, con un coeficiente de seguridad de 1.63, obteniendo la siguiente distribución de tensiones y un desplazamiento máximo de 36.5 cm.

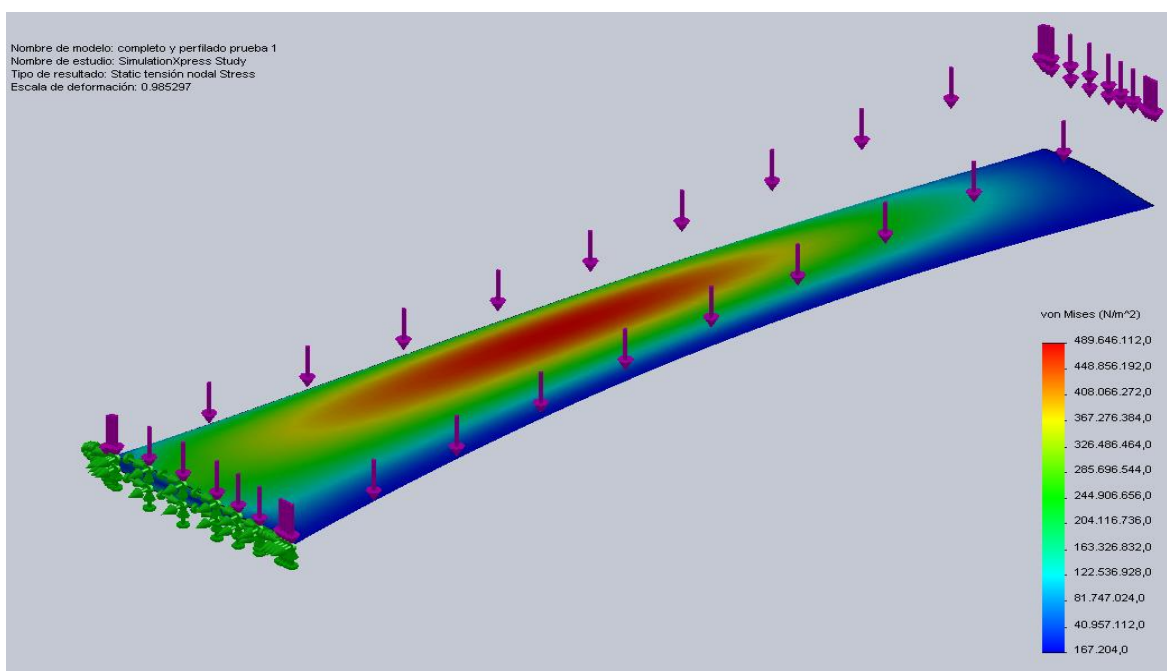


Fig. 2.4. Tensión de Von mises de las diferentes secciones a lo largo de la quilla (2ª iteración)

Aunque aún se está a la mitad del límite elástico se ve como la repartición de tensiones ocurre en la mitad del apéndice, el objetivo es que se repartan más estos esfuerzos. Además de esto es conveniente que tenga al menos un factor de seguridad de 2.5, ya que aquí se están tratando solo las cargas estáticas y que el desplazamiento de la parte más delgada sea bastante menor.

La segunda iteración se ha diseñado con los bordes rectos en lugar de curvos como en la anterior, acabando en un perfil con una cuerda de 0.5 m y da como resultado un peso de 952 Kg con un coeficiente de seguridad de 2.91, un desplazamiento máximo de 12 cm y con la siguiente distribución de tensiones:

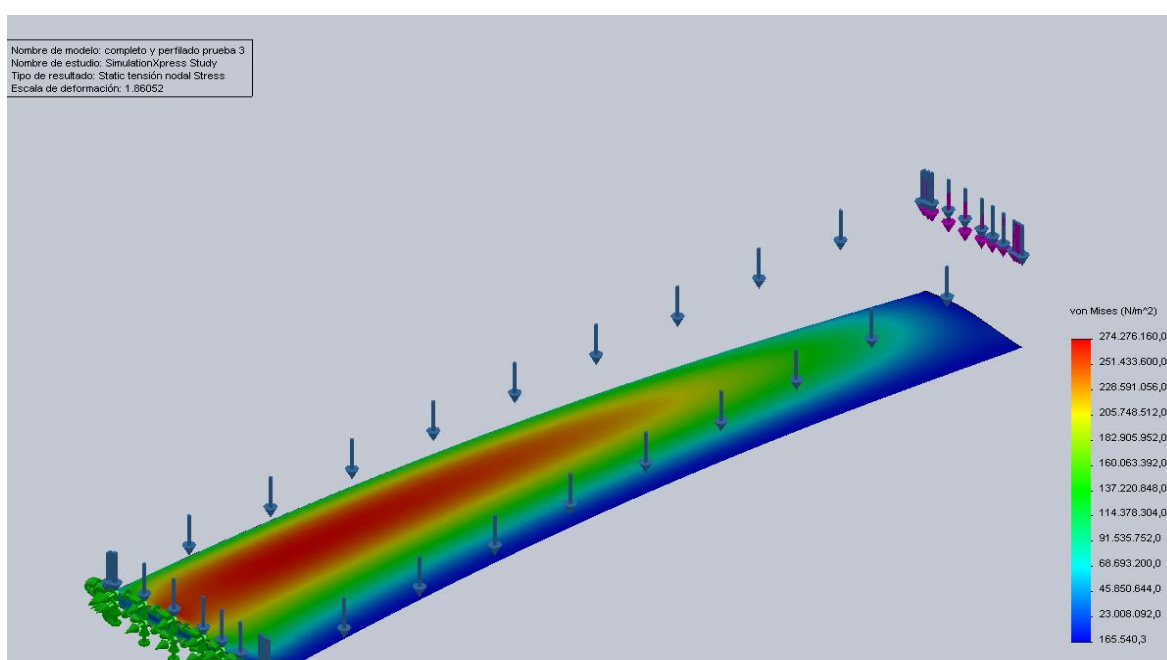


Fig. 2.5. Tensión de Von mises de las diferentes secciones a lo largo de la quilla (3ª iteración)

Aquí las tensiones se reparten de forma más eficiente que en el caso anterior, sin embargo se intenta ajustar un poco más en la siguiente iteración a 2.5. Para ello se mantienen las aristas rectas pero se acaba en un perfil de cuerda igual a 0.4 m.

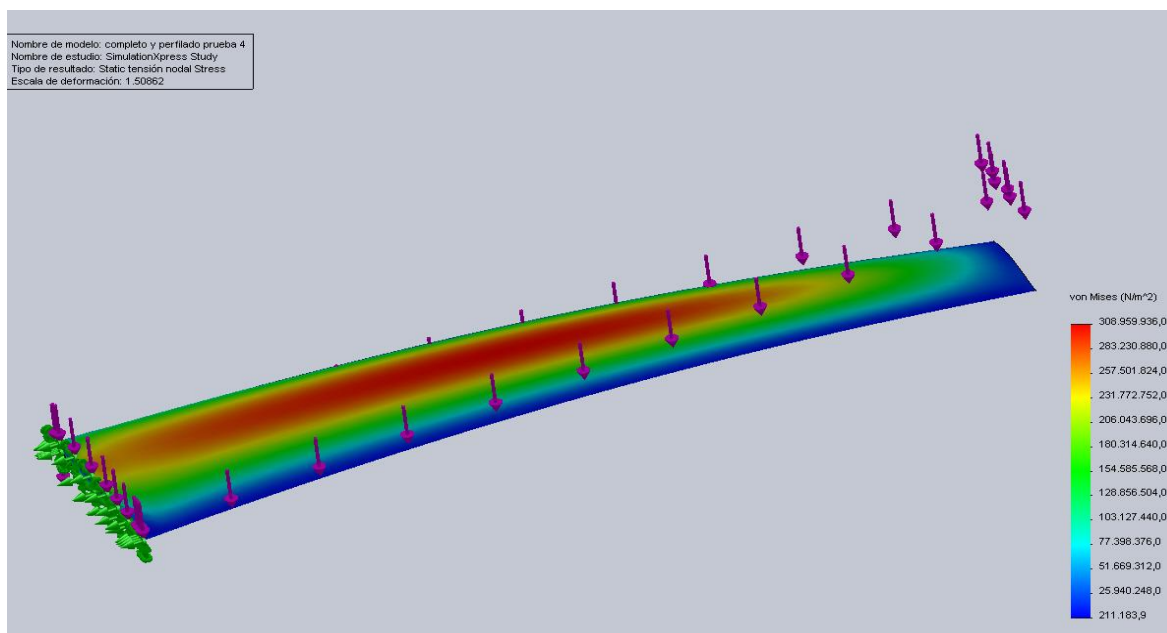


Fig. 2.6. Tensión de Von mises de las diferentes secciones a lo largo de la quilla (4ª iteración)

Se obtiene un peso de 824 Kg, un desplazamiento máximo de 18 cm y un coeficiente de seguridad de 2.58. En la imagen se aprecia claramente como las tensiones se reparten a lo largo de todo el apéndice, generando un aprovechamiento mucho mayor del material.

Aunque la mejor opción desde el punto de vista del peso y de la resistencia sería ésta se decide optar por la anterior, sobre todo porque tiene una menor deformación, de modo que se verá menos afectado por las tensiones de fatiga.

Después de la optimización se ha reducido el peso en un 33.6 %, aumentando solo un 2.1% la tensión máxima, la cual es el 34.25 % del límite elástico. Aun se podría reducir más el peso sin embargo al no incluirse aquí datos de fatiga, de resonancia y de fuerzas dinámicas se deja un margen bastante amplio para absorber todos estos esfuerzos adicionales.

Una de las pruebas que exige la nueva normativa es que el perfil tiene que soportar una fuerza de varada, que pretende que la quilla aguante una posible colisión de la quilla cuando está en horizontal. Para ello exige que soporte una fuerza de 27 toneladas aplicadas en la dirección del eje x en la punta del bulbo. Longitudinalmente la inercia del perfil es mucho mayor por lo que cabe esperar que lo soporte, sin embargo para una mayor seguridad se muestra en la siguiente imagen la distribución de tensiones que se genera en este caso.

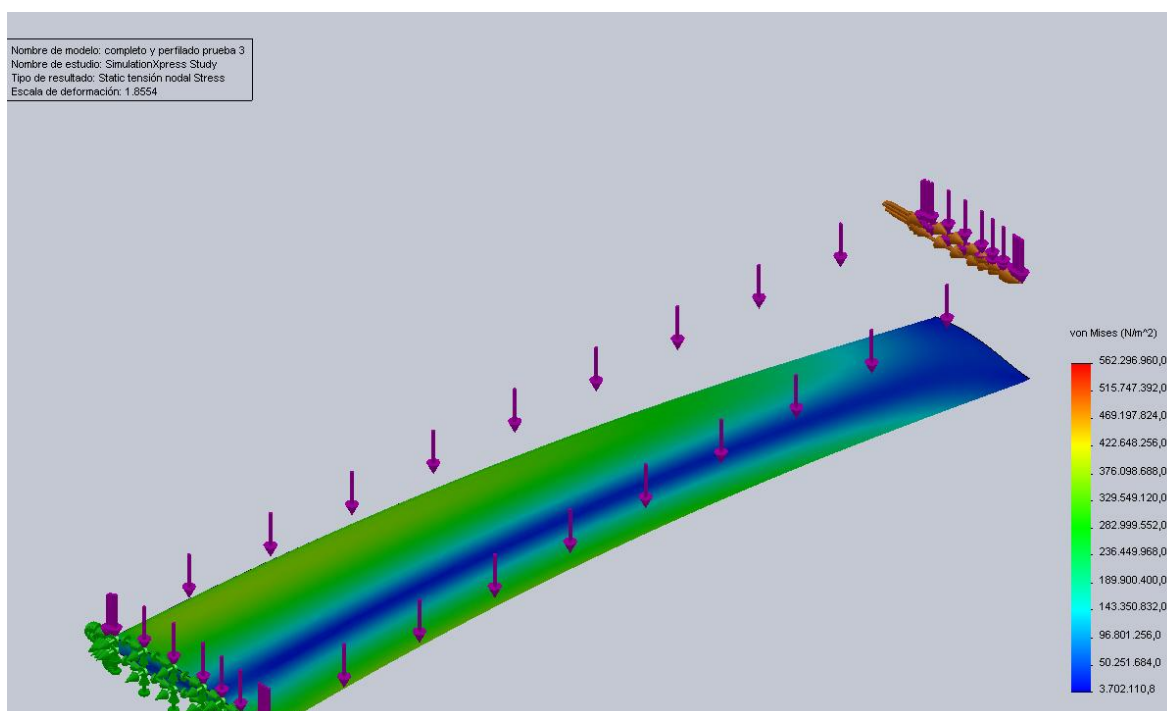
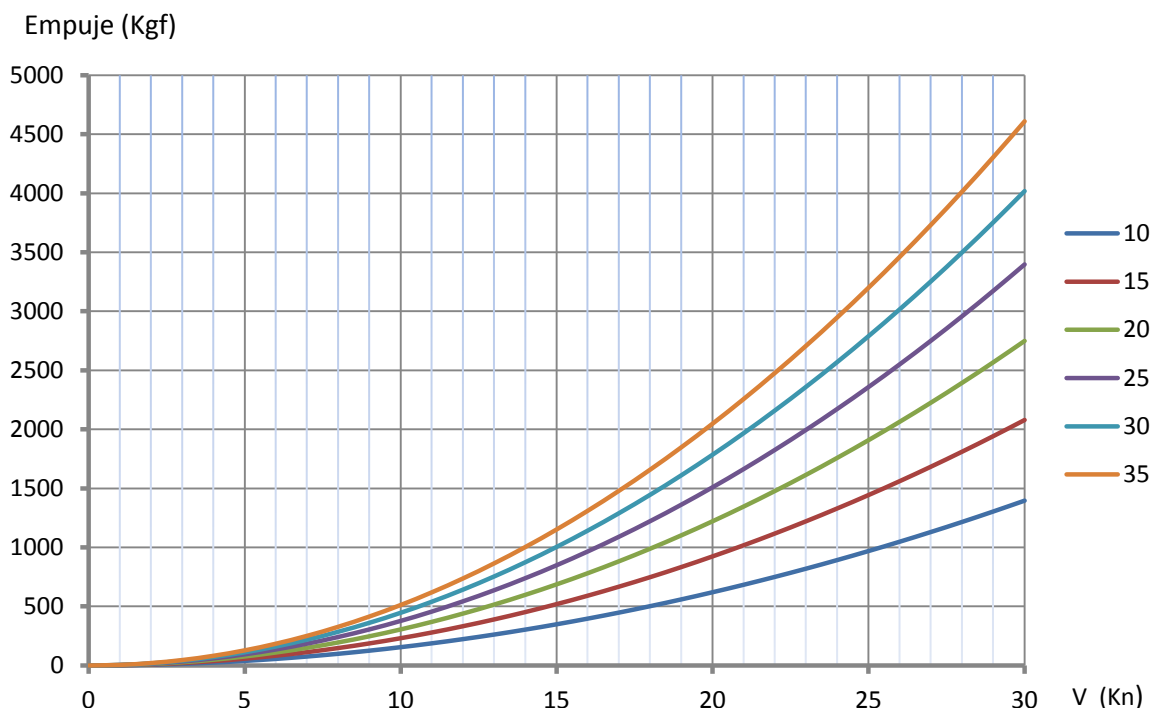


Fig. 2.7. Tensión de Von mises como resultado de varada de las diferentes secciones a lo largo de la quilla (3ª iteración)

Se obtiene un coeficiente de seguridad de 1.42, llegando la tensión máxima apenas a la mitad del límite elástico, generando un centímetro más.

Una vez se sabe la forma del perfil se puede calcular de forma aproximada la resistencia que va a ofrecer el apéndice y el empuje neto que va a ofrecer a cada velocidad y a cada ángulo de quilla. Para ello se toman unos coeficientes medios de empuje y de arrastre ya que la cuerda varía de 0.8 a 0.5 m, se tiene en cuenta la relación de aspecto que es de 5.85, el área proyectada etc. además de tener en cuenta factores correctivos por el hecho de que el perfil no está libre sino que por un lado está unido a una superficie plana que es el casco. Otros factores como la velocidad local debida al balance y el cambio del ángulo de ataque debido al cabeceo no se tienen en cuenta.

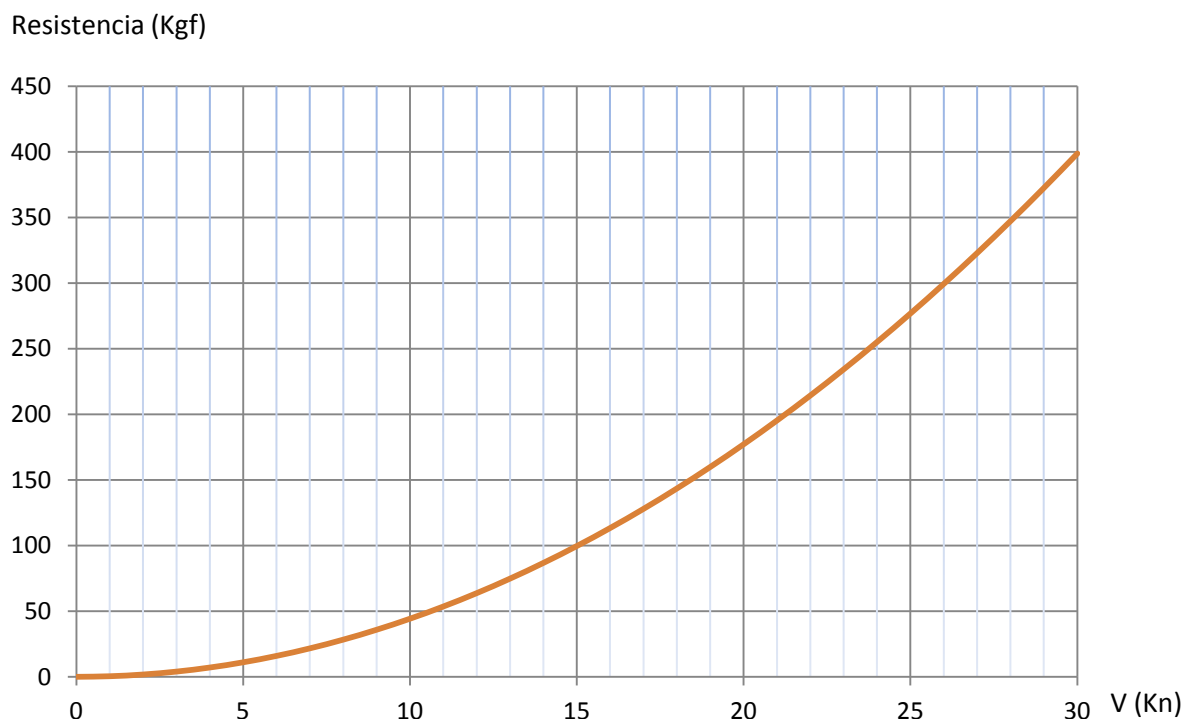
En la siguiente gráfica se muestra el empuje neto (vertical) teórico para cada velocidad y a diferentes ángulos de inclinación de la quilla:



Gráfica 2.4. Empuje generado por la quilla para diferentes velocidades

Así como el empuje neto varía conforme varía el ángulo de inclinación de la quilla, puesto que ese empuje es el resultado de multiplicar el empuje generado por el propio perfil por el seno del ángulo que se incline, el coeficiente de resistencia permanece constante ya que no varía apenas con dicho ángulo. Esto se ha supuesto así, aunque lógicamente al ir inclinando la quilla se produce un pequeño movimiento helicoidal que hace que se genere una pequeña componente añadida de resistencia debida a la descomposición en el plano longitudinal de la propia componente del empuje. A su vez, la componente del empuje transversal se genera en contra de la deriva, o sea, a barlovento por lo que es bastante beneficioso desde el punto de vista de mantener un rumbo.

A continuación se muestra la curva de resistencia-velocidad que genera este apéndice (con la salvedad descrita en el párrafo anterior):



Gráfica 2.5. Resistencia de la quilla para diferentes velocidades

El lector a priori podrá pensar que es un tanto arriesgado jugar con la estabilidad de la embarcación generando un par escorante, sin embargo si se presta atención a las gráficas es fácilmente visible que hasta los diez nudos no se eleva de manera significativa el empuje generado. Esto que a priori es una obviedad cobra mucha más importancia cuando se piensa en las necesidades de par adrizante y las velocidades de la embarcación en cada rumbo. En ceñida se necesita mucho par adrizante pues casi todo el empuje generado por las velas se transmite en fuerza escorante, es entonces cuando la quilla pivota hasta su máximo ángulo, sin embargo en estos rumbos rara vez se superan los diez nudos de velocidad, así que no se va a ver muy perjudicado por la pequeña pérdida de par adrizante. A su vez en rumbos más abiertos, de través y popa, la necesidad de un gran par adrizante disminuye porque ahora la resultante de las fuerzas que genera el plano vélico se ha desplazado hacia delante, de modo que hay bastante menos energía que escore la embarcación. En esta situación la quilla pivotará bastante menos que en ceñida y será cuando se alcancen las mayores velocidades lo que llevará a un mayor empuje y esto hará que disminuya la superficie mojada y que se incremente el rendimiento de todo el casco. Como referencia que valida la aproximación de este estudio se tiene un dato aportado por Javier Sansó, patrón de la embarcación Acciona 100% Ecopowered, que viene a resumir la potencia de este sistema, su quilla en régimen de planeo llegaba a generar unas dos toneladas de empuje neto.

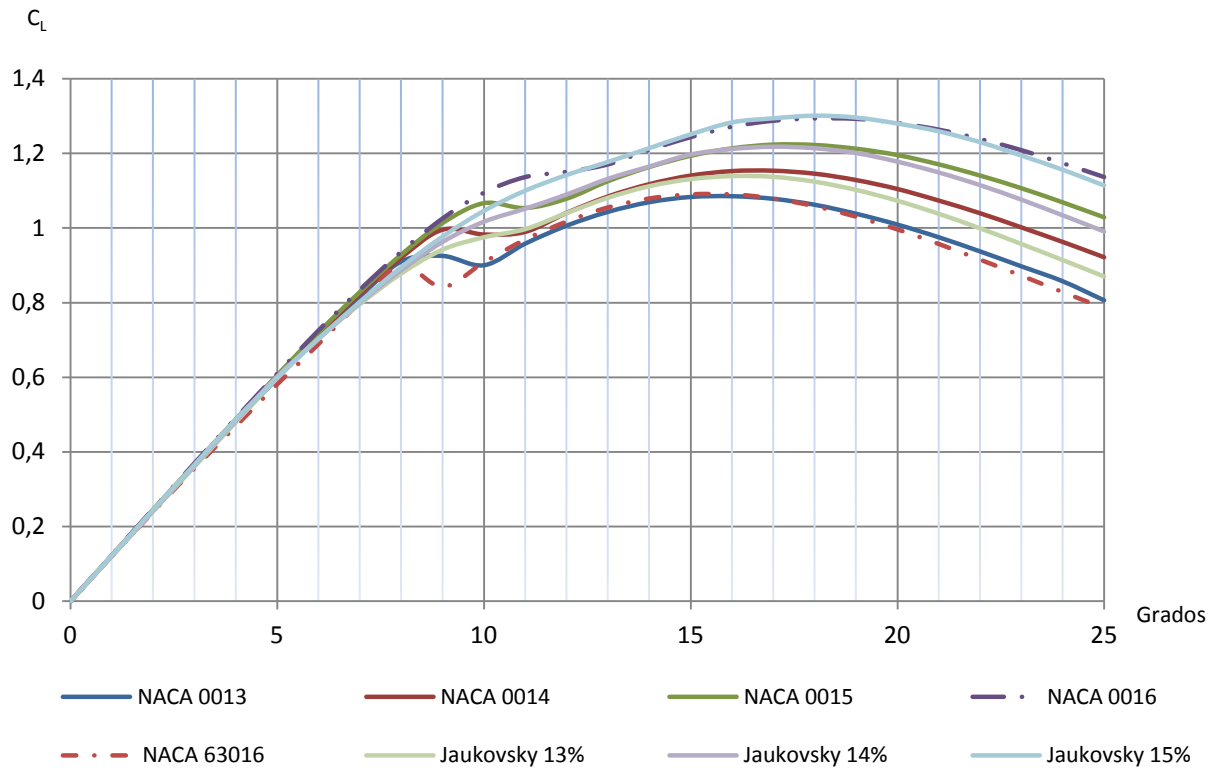
1.2. Timones

Los timones tienen que ser diseñados para maximizar la fuerza lateral que se puede generar con ellos, esta fuerza es proporcional al producto entre el máximo coeficiente de empuje y el área del timón.

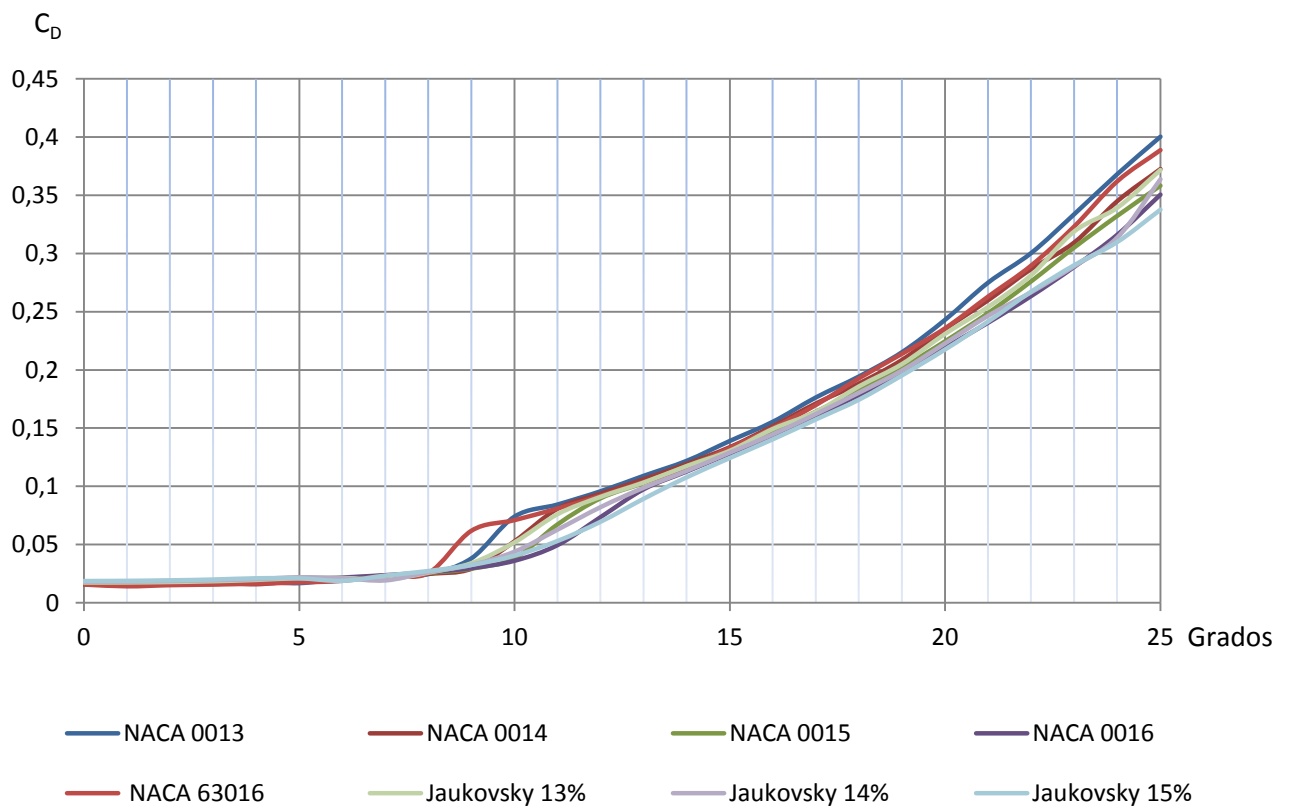
Un alto coeficiente de empuje C_l implica que el área del timón puede ser pequeña por lo tanto se reduce la superficie mojada. Sin embargo, una mayor superficie mojada puede ser tolerada si hay una gran región de flujo laminar, donde la resistencia viscosa es menor que en régimen turbulento. Además los timones operan la mayor parte del tiempo a mayores ángulos de ataque que la quilla sobre todo si se navega en condiciones difíciles y se tienen que ir haciendo continuamente correcciones. Con todo lo anterior es obvio que las secciones más extremas de flujo laminar como la serie 65 deberían de ser evitadas, ya que tienen un menor $C_{l_{max}}$ y una mayor resistencia a mayores ángulos de trimado que la serie 63 y la serie de los cuatro dígitos.

Para elegir el perfil adecuado se debe de minimizar el coeficiente de arrastre C_D y maximizar el coeficiente de empuje C_L , hay que pensar que cuanto mayor empuje genere el perfil menos grados hará falta meter el timón para que se consiga la respuesta esperada. Para un perfil que genere mucho empuje será necesario analizar la resistencia que tiene con pocos grados de timón, sin embargo en uno que genere muy poco empuje será más importante prestar atención a su resistencia a mayores grados.

En la gráfica 2.1 se aprecia cómo hasta unos 10 grados los perfiles que menos resistencia ofrecen son Jaukovsky 12%, Jaukovsky 10%, NACA 0010 NACA 0013, NACA 0012 y NACA 64015. Sin embargo hay que tener en cuenta que al ser una embarcación de competición se alcanzarán velocidades elevadas y por norma general no se debería necesitar hacer correcciones muy grandes de timón. Se debe hacer una primera selección de los perfiles que más coeficiente de empuje ofrecen a pequeños ángulos de ataque, y luego seleccionar aquel que tenga un menor coeficiente de arrastre. La serie NACA 65 ofrecen una mayor resistencia comparada con las demás por lo que no se analiza, a continuación se muestran las gráficas de C_L y C_D :



Gráfica 2.6. Variación del coeficiente de empuje con respecto al ángulo de ataque



Gráfica 2.7. Variación del coeficiente de arrastre con respecto al ángulo de ataque

De las gráficas se sacan varias conclusiones:

- Hasta unos 8 grados el coeficiente de empuje y el coeficiente de arrastre es prácticamente el mismo para todos los perfiles aquí seleccionados.
- Entre 15 y 20 grados estos perfiles tienen un máximo en el coeficiente de empuje.
- Entre 10 y 15 grados los que mayor coeficiente de empuje tienen son el perfil NACA 0016 y el perfil Jaukovsky 15%, siendo mayor el primero de ellos hasta unos 12 grados, e igualándose después al segundo. A su vez, estos dos perfiles son los que menor coeficiente de arrastre tienen, siendo éste menor en el NACA 0016 hasta unos 12 grados, aumentando por encima del Jaukovsky 12% a partir de esos 12 grados.

Atendiendo a estas consideraciones se escoge el perfil NACA 0016 para los dos timones.

La forma plana y manguda de la popa hace que sea necesario instalar dos timones en lugar de uno. Si solo se instalara un timón parte de él saldría del agua al producirse un poco de escora; se necesitaría una mayor longitud del apéndice, trabajaría peor y se aumentaría la superficie mojada. Instalándose dos timones inclinados transversalmente se optimiza el rendimiento del apéndice y se reduce el área mojada ya que con un poco de escora el timón de barlovento sale del agua. De esta forma se tiene en el agua exclusivamente la superficie necesaria de timón para obtener una adecuada maniobrabilidad.

La norma permite que estos timones puedan girar en un plano longitudinal para salir del agua en el caso de que colisionen con algún objeto, esto hace que de darse dicha situación el timón pueda ser reparado y cambiado de una forma relativamente fácil. Es por todo ello que se sitúan dos timones, uno a cada banda de popa, reduciéndose así la superficie mojada y aumentando su rendimiento; se inclinan unos grados en el plano transversal para permanecer verticales en una escora dada. Esta inclinación será de unos 11 grados ya que la embarcación se ha optimizado en gran medida para una escora de la misma magnitud.

El área lateral de los timones en embarcaciones a vela suele estar entre el uno y el dos por ciento de la superficie vélica, sin embargo al tratarse de una embarcación de competición y al tener dos timones inclinados se puede reducir hasta un 0.5 %. Poniendo un valor un poco más conservador de 0.6 % tenemos un área lateral de 1.8 m^2 .

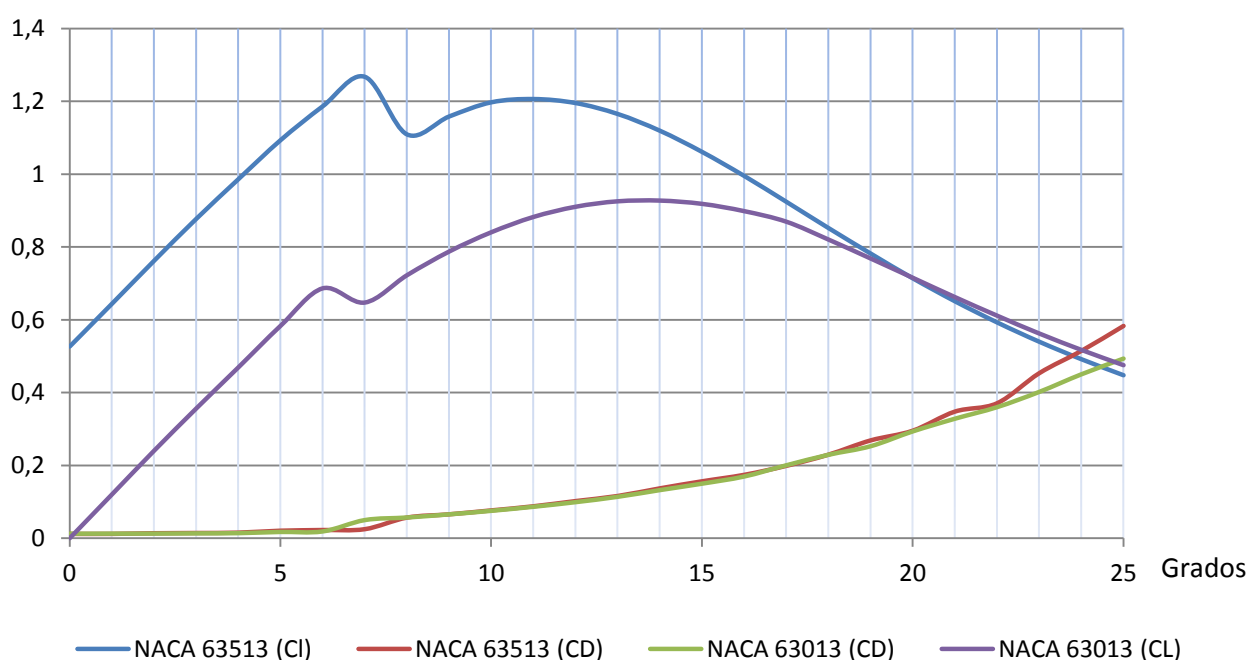
Se ha escogido un plano lateral que se va reduciendo de proa del perfil a popa a medida que aumenta su longitud, de modo que aumente su relación de aspecto aumentando así el coeficiente de empuje y reduciendo el de arrastre.

1.3. Orzas anti-deriva

En este tipo de embarcaciones con quilla pivotante se necesita de una superficie adicional que impida el abatimiento que produce el viento, esta función en veleros convencionales la realiza la propia quilla, pero en este caso pierde esta función. Dado que la clase IMOCA permite hasta un total de cinco apéndices y ya se han elegido una quilla y dos timones se sitúan dos orzas antideriva, uno en cada banda.

Estos perfiles consiguen un mayor rendimiento porque son asimétricos; producen empuje incluso a un ángulo de ataque nulo. Además se elevan para eliminar superficie mojada cuando no se necesitan, es decir, se van regulando según la deriva que produce el plano vélico en cada rumbo. Dado que ahora son estas superficies las que impiden el abatimiento se puede aplicar el rango propuesto por la bibliografía. Estos valores se reducen un poco más ya que aquí se cuentan con perfiles asimétricos, inclinados para que con la escora sean más eficientes. Tienen un rendimiento muy alto que permite reducir de manera significativa esta superficie hasta un 1% de la superficie vélica, o sea en torno a los 3 m².

Para decidir qué sección se escoge se va a proceder como en el caso de los demás apéndices: se va a escoger aquel que tenga una mayor sustentación y un menor coeficiente de arrastre. En este caso para pequeños ángulos de ataque ya que el ángulo de entrada del flujo al perfil estará entre 0 y 10 grados. En la siguiente gráfica se puede apreciar claramente lo beneficioso que resulta un perfil asimétrico (65-513) respecto a uno simétrico (65-013) en cuanto a coeficiente de sustentación y arrastre se refiere:



Gráfica 2.8. Variación del coeficiente de arrastre y de empuje con respecto al ángulo de ataque

A su vez la inclinación en el plano longitudinal es muy importante ya que la componente longitudinal de la sustentación reduce la resistencia del propio apéndice si se inclina unos grados hacia delante. Si se inclina poco la proyección de esta fuerza de empuje genera más arrastre. Pero si se inclina demasiado puede llegar a aumentar mucho el coeficiente de arrastre a bajas velocidades, algo que tampoco interesa. A continuación se muestran dos imágenes donde se aprecia la variación del coeficiente de presión a lo largo del perfil, una con un ángulo de ataque nulo y la otra con un ángulo de ataque de 5 grados.

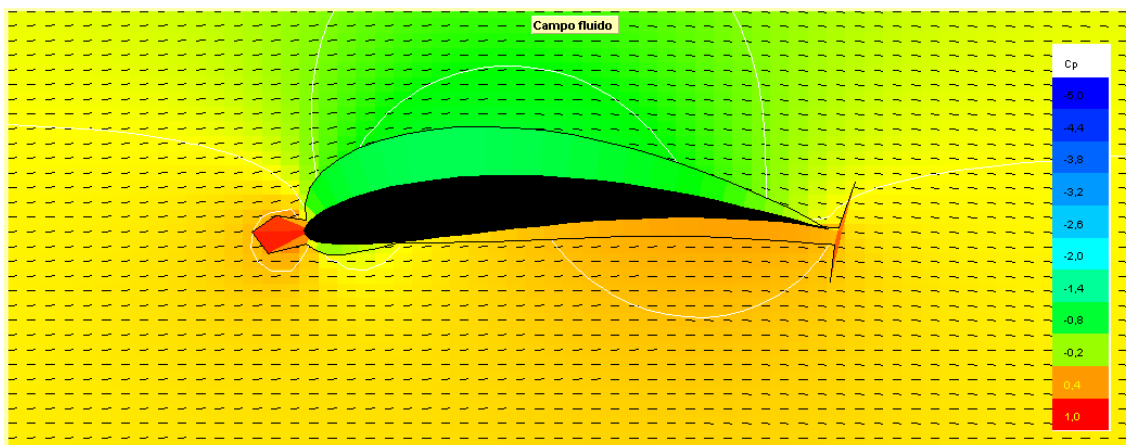


Fig. 2.8. Mapa de variación del coeficiente de presión a lo largo del perfil sin inclinar

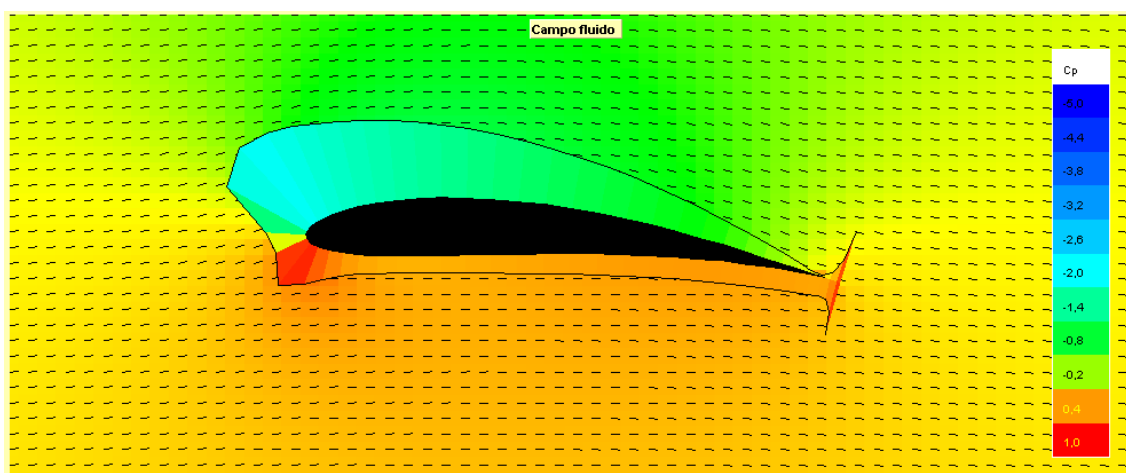


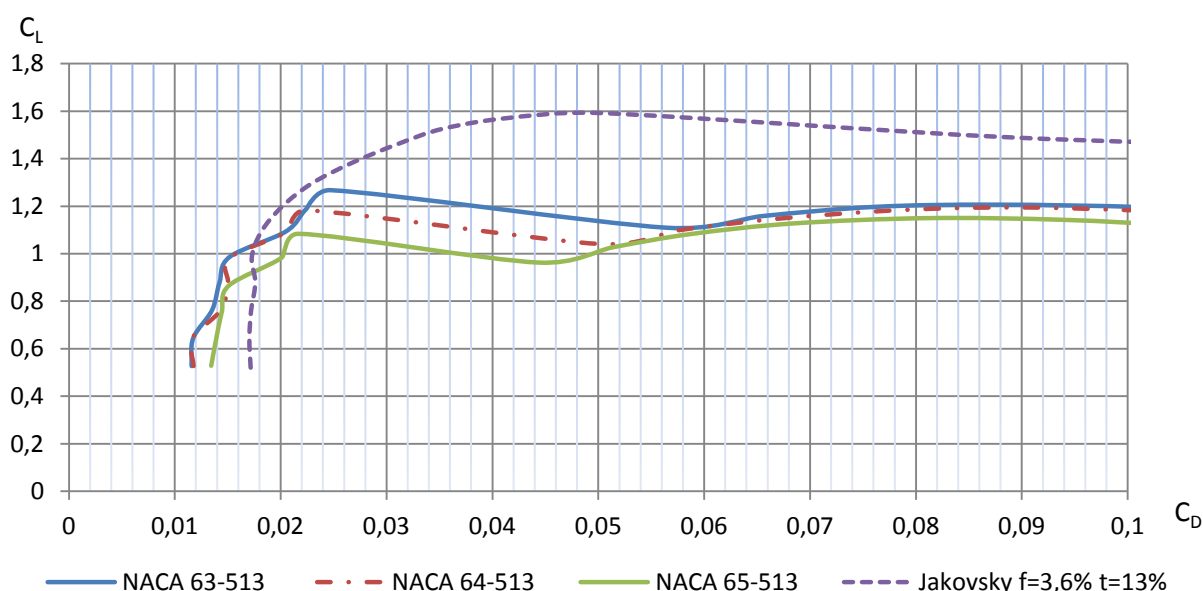
Fig. 2.9. Mapa de variación del coeficiente de presión a lo largo del perfil inclinado 5°

Como se aprecia en la tonalidad de los colores en el perfil, con ángulo de ataque de 5° se produce una mayor depresión y se aumenta la sustentación. Además la depresión se produce en la parte frontal superior del perfil, esto va a hacer que la resultante del empuje se incline y que se disminuya la componente de arrastre.

Por lo tanto después de estas consideraciones se puede empezar a seleccionar un perfil, que va a ser asimétrico y que deberá de tener una mayor sustentación posible con la menor componente de arrastre. En una primera selección se escoge la familia de

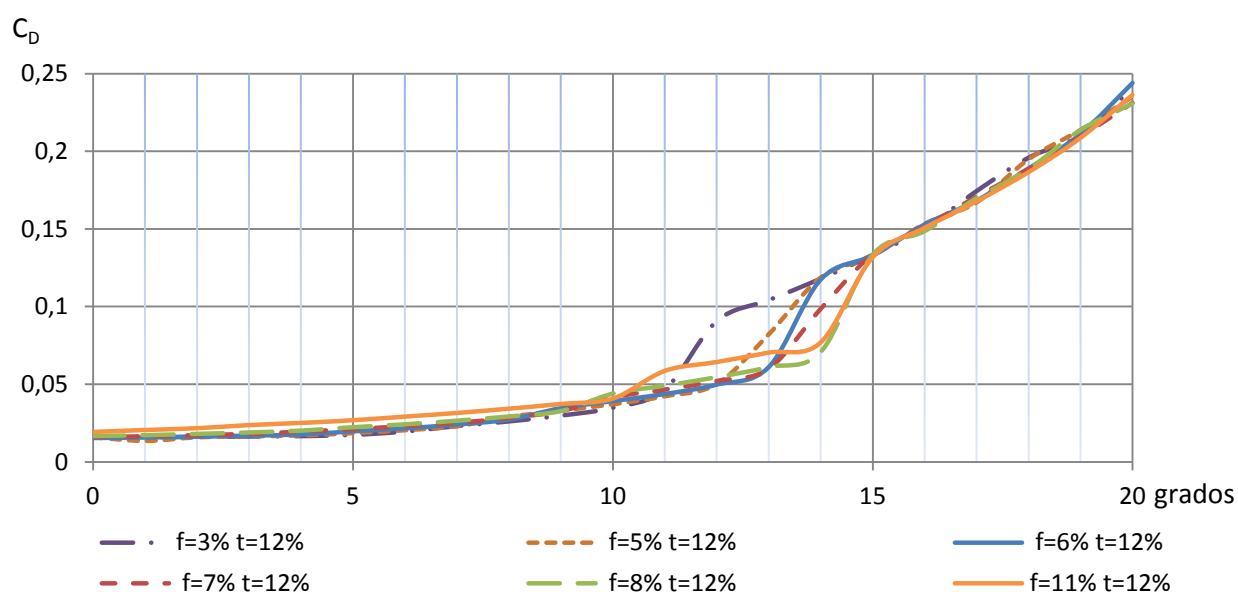
perfiles que se va a utilizar y posteriormente dentro de esta familia se elige la curvatura y el grosor del perfil.

Realizando una comparación entre coeficientes de arrastre y de empuje de distintas familias de perfiles con un mismo espesor se aprecia como la familia de perfiles Jaukovsky es bastante más eficiente que la NACA para valores del coeficiente de empuje superiores a uno.



Gráfica 2.9. Variación del coeficiente de arrastre y de empuje de los perfiles candidatos para las orzas antideriva

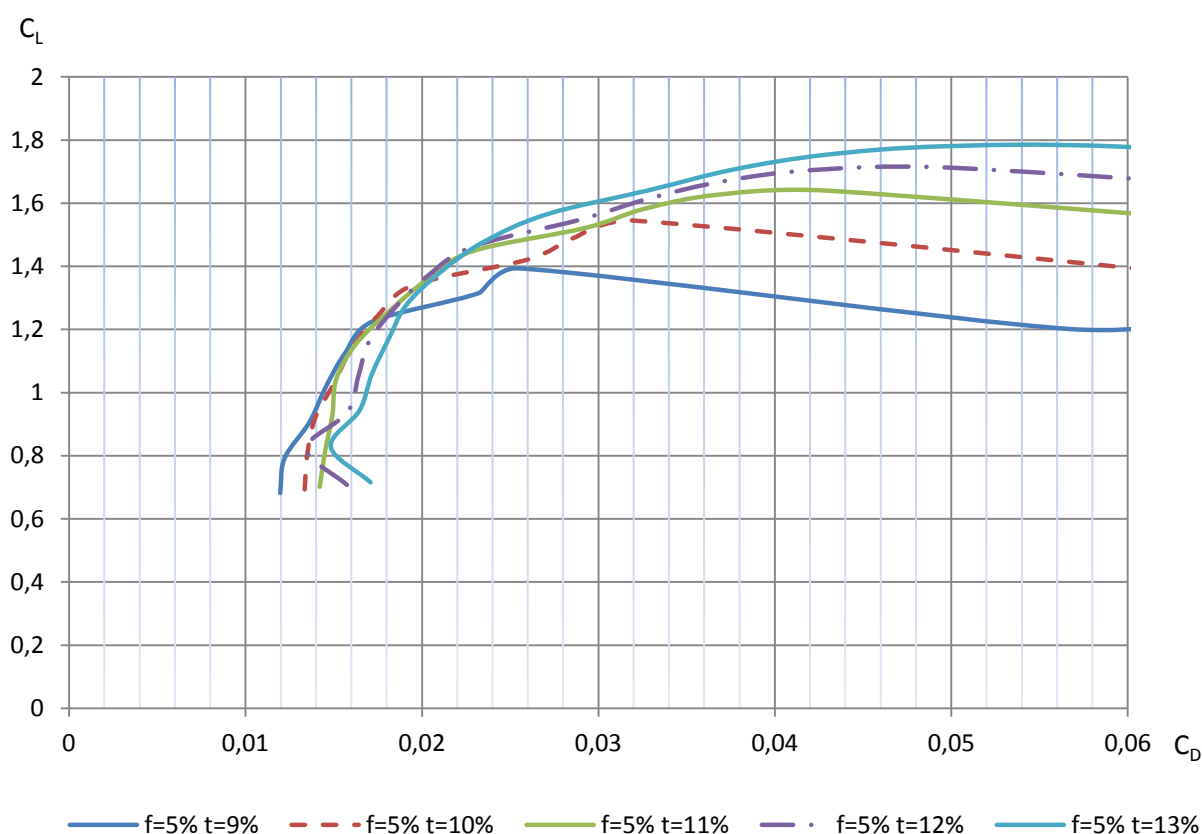
Si se analiza la familia de perfiles Jakovsky manteniendo el espesor fijo y variando la curvatura se ve que a partir de unos 10 grados se produce un salto grande en el coeficiente de arrastre para prácticamente todos los perfiles.



Gráfica 2.10. Variación del coeficiente de arrastre con el ángulo de ataque de los perfiles de la familia Jakovsky

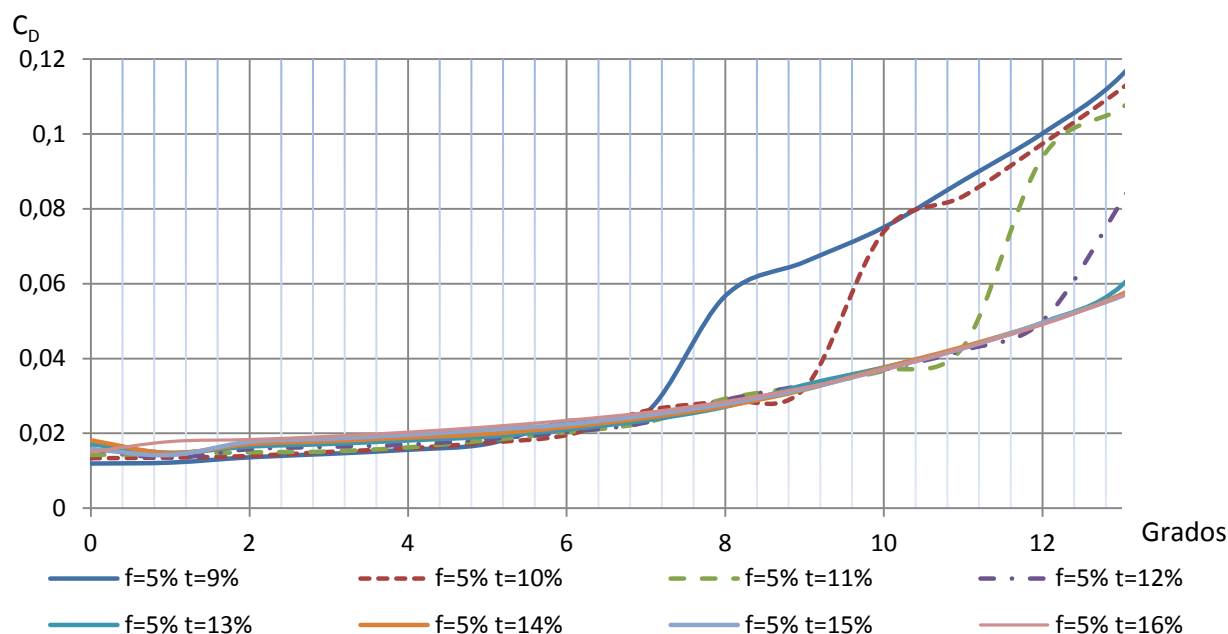
Aunque el salto del coeficiente de arrastre se produce a 10 grados, este coeficiente aumenta paulatinamente, elevando la pendiente a partir de unos 5 grados.

Si se eligiera para tener un ángulo de ataque de 10 grados se deberían de elegir los perfiles con el foco del 6 al 11% de la cuerda, sin embargo se decide ser un poco más conservador y escoger un ángulo de ataque de unos 5 grados. Para este ángulo de ataque el que menos coeficiente de resistencia ofrece es el perfil que tiene el foco al 5 % de la cuerda. A continuación para este perfil se evalúa la variación de sus propiedades en relación al espesor.



Gráfica 2.11. Relación entre el coeficiente de empuje y el de arrastre de los perfiles de la familia Jakovsky

Como era de esperar cuanto mayor espesor más sustentación y más arrastre, complementando el estudio con una evaluación respecto al ángulo de ataque se puede clarificar un poco más cuál es el perfil idóneo.



Gráfica 2.12. Variación del coeficiente de arrastre respecto al ángulo de ataque de los perfiles de la familia Jakovsky

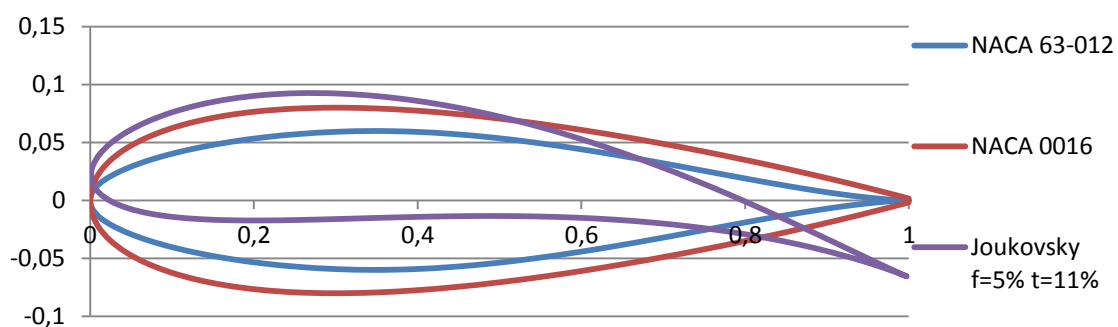
En la gráfica se aprecia cómo para la franja de los 5 grados el que menor coeficiente de arrastre tiene es el de espesor de 9% de la cuerda, sin embargo ese mismo perfil para unos 7 grados aproximadamente incrementa notablemente dicho coeficiente. El siguiente que menos resistencia ofrece es el que tiene un espesor correspondiente al 11% de la cuerda, estando muy cercano al de 10 y 12 % de espesor. Sin embargo si se vuelve a examinar la gráfica anterior se observa como para la franja de coeficiente de arrastre de 0.015-0.020 el que ofrece un mayor empuje con una menor resistencia es el perfil que tiene un espesor del 11% de la cuerda.

Se elige este perfil, Jaukovsky $f=5\%$, $t=11\%$, y se inclina respecto al plano longitudinal 5 grados. Este ángulo se podría optimizar con un estudio mucho más profundo pero dado que se están asumiendo hipótesis importantes, como el hecho de que estos datos se sacan de un estudio en dos dimensiones del perfil no tiene demasiado sentido seguir optimizando. Además de este ángulo se inclina también en el plano transversal; se deben de inclinar algo más que los timones debido a que estas orzas anti-deriva realizan su función cuando se navega en rumbos de ceñida donde se produce una mayor escora y deriva. Se inclinan por lo tanto 20 grados respecto a la vertical.

A partir de los datos de los coeficientes y con las correcciones pertinentes se puede obtener de forma aproximada las fuerzas que genera aplicando la teoría clásica de perfiles alares. Como referencia se tiene que a ocho nudos de velocidad el perfil genera unos 90 Kg de resistencia y un empuje de 1700 Kg. Con estos datos se comprende por qué este tipo de veleros tienen una deriva positiva de entre dos y cuatro grados incrementando así su VMG (Velocity Made good), algo impensable para veleros con quilla fija y perfiles simétricos.

1.4. Perfiles de los apéndices

A continuación se muestran los perfiles escogidos para los apéndices del casco:



Gráfica 2.13. Perfiles escogidos para los diferentes apéndices

Quilla – NACA 63-012:

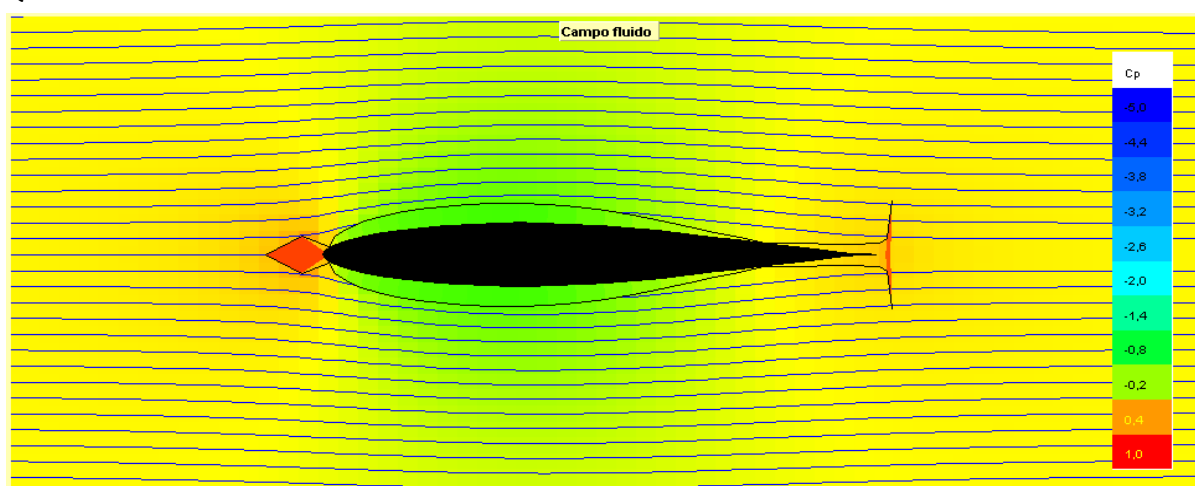


Fig. 2.10. Mapa de variación del coeficiente de presión a lo largo del perfil de la quilla

Timones – NACA 0016:

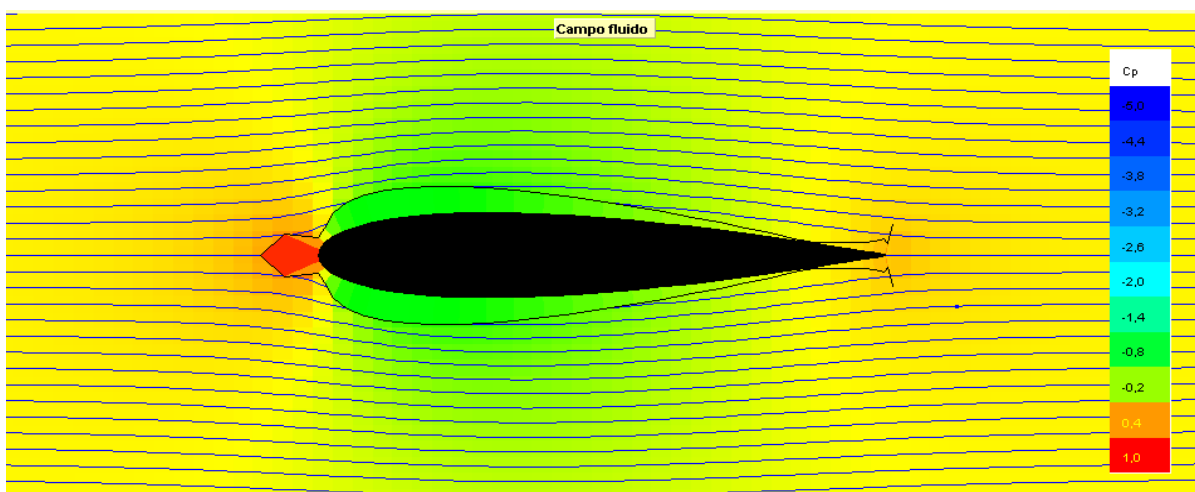


Fig. 2.11. Mapa de variación del coeficiente de presión a lo largo del perfil de los timones

Orzas anti-deriva - Jaukovsky $f=5\%$, $t=11\%$, inclinadas 5 grados.

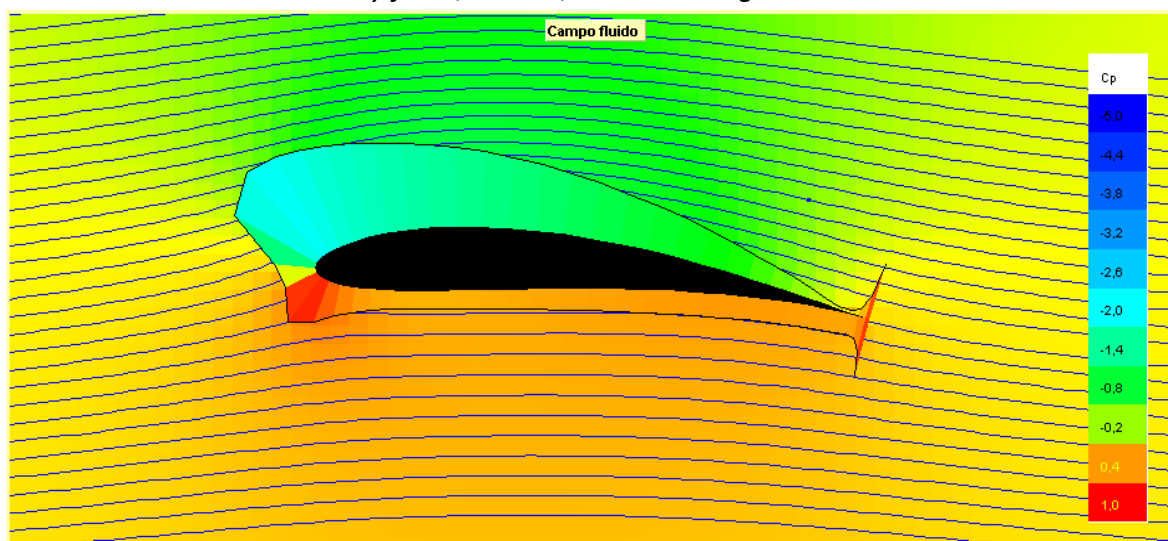


Fig. 2.12. Mapa de variación del coeficiente de presión a lo largo del perfil de las orzas antideriva

Para acabar esta parte de apéndices se ha decidido hacer una simulación en CFD de la carena junto con los apéndices, de esta forma se puede comparar como curiosidad los métodos clásicos con la predicción que hace un software actual. Comparando los valores de la carena sin apéndices y con apéndices se puede comprobar el empuje neto que genera la quilla al inclinarla 4 grados, así como el empuje que genera la orza anti-deriva a barlovento y la componente transversal del empuje de la quilla. Se ha simulado a 15 nudos y a 9 nudos, intentando acercarse a una condición de ceñida y a otra de rumbos portantes. En las siguientes tablas se han comparado los valores obtenidos con T_{dyn} , con y sin apéndices a la misma velocidad y con las mismas condiciones, pudiendo obtener así los valores que generan los apéndices. En la derecha se compara este resultado con el obtenido de la teoría clásica de perfiles alares.

Carena a 15 Kn					
	Sin apéndices	Con apéndices	Diferencia	Predicción método clásico	Error %
Resistencia al avance (Kg)	549,86	1532,7	982,84	248,68	71,03
Fuerza transversal (Kg)	105,37	3191,13	3085,76	5769	46,36
Fuerza vertical (Kg)	1895,51	2517,84	622,33	1004,37	38,03

Tabla 2.2. Comparación de los resultados de las fuerzas que genera la obra viva a 15 nudos

Carena a 9 Kn					
	Sin apéndices	Con apéndices	Diferencia	Predicción método clásico	Error
Resistencia al avance (Kg)	202,548	545,361	342,813	102,55	70,08
Fuerza transversal (Kg)	7,8318	1212,02	1204,1882	2077,08	42,02
Fuerza vertical (Kg)	740,673	823,03	82,357	285,68	71,17

Tabla 2.3. Comparación de los resultados de las fuerzas que genera la obra viva a 9 nudos

Como se aprecia en los resultados la diferencia entre hacer un estudio en dos dimensiones y extrapolarlo a tres dimensiones y de hacerlo en con una herramienta CFD varía de forma considerable. Para terminar de hacer un estudio completo sobre este tema se haría necesario realizar unas pruebas en un canal hidrodinámico y comprobar qué método se aproxima más.

A priori siempre que el cálculo con el software CFD se realice con criterio la aproximación que se obtiene es mucho más precisa que el resultado de extrapolar resultados de dos dimensiones a tres. Sin embargo y dado que dicho estudio se sale del propósito de este proyecto aceptamos como valores finales los obtenidos con la herramienta de CFD *Tdyn*.

A continuación se muestran unas imágenes del resultado de dicho estudio CFD de la carena escorada junto con los apéndices a 15 Kn (7.7166 m/s).

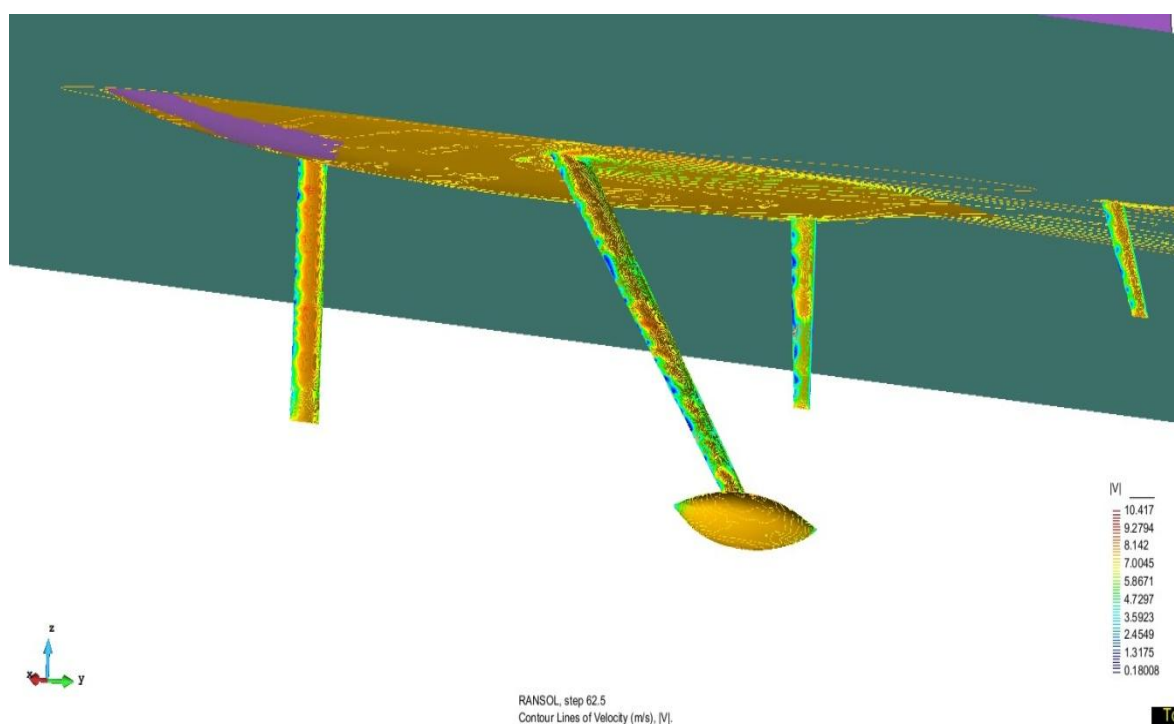


Fig. 2.13. Velocidad de las partículas de agua a lo largo de la carena y los apéndices a 15 nudos

En la imagen se aprecian los puntos de remanso, así como otros valores de mayor velocidad, donde se genera la depresión necesaria para obtener un empuje.

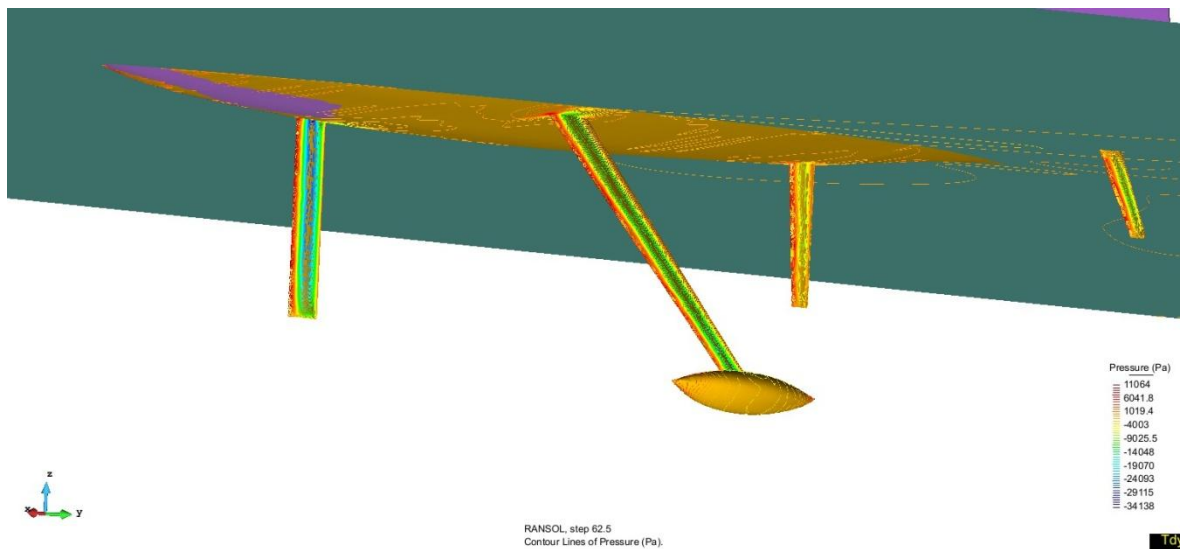


Fig. 2.14. Presión sobre la carena y los apéndices a 15 nudos

También se muestran como curiosidad varios detalles de la quilla y orzas anti-deriva, donde se ve la formación de turbulencias y el detalle del perfil de la quilla; al estar inclinado hacia proa genera una depresión en la cara de barlovento que da como resultado una fuerza sustentadora:

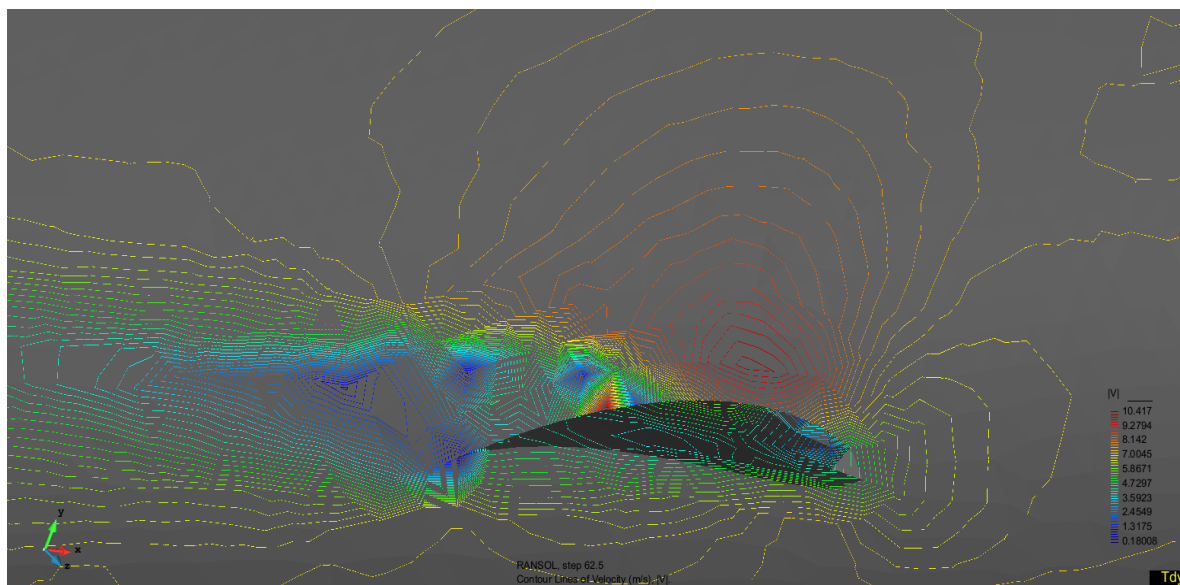


Fig. 2.15. Detalle del campo de velocidad sobre una orza antideriva a 15 nudos

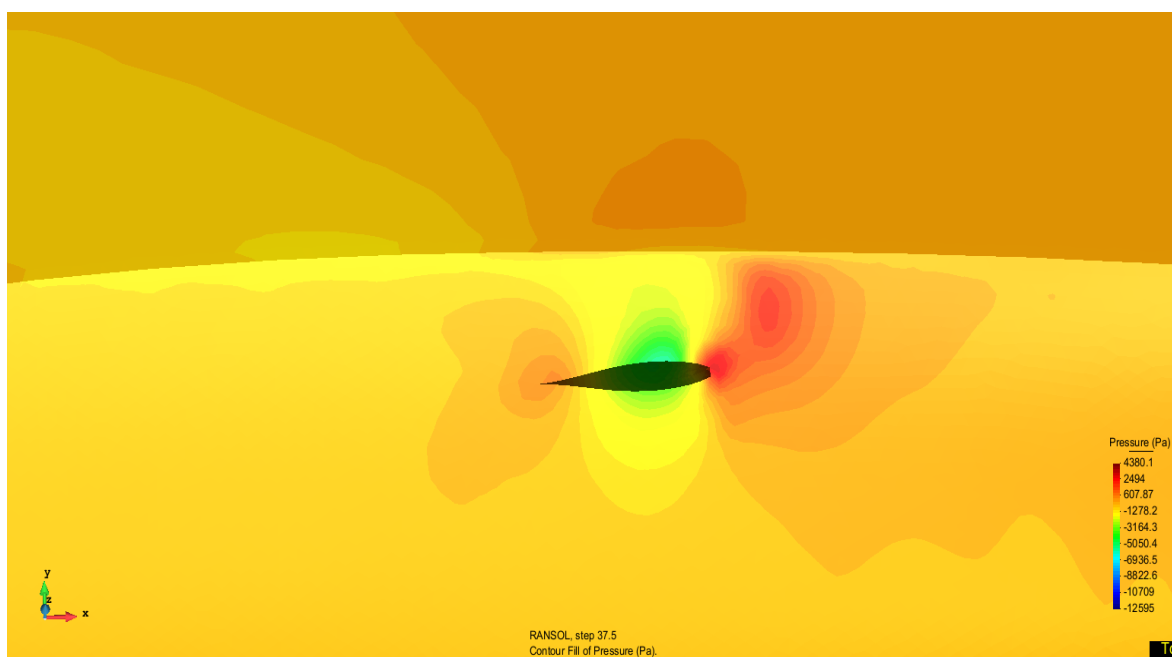


Fig. 2.16. Vista cenital del campo de presión sobre la base de la quilla inclinada a 15 nudos

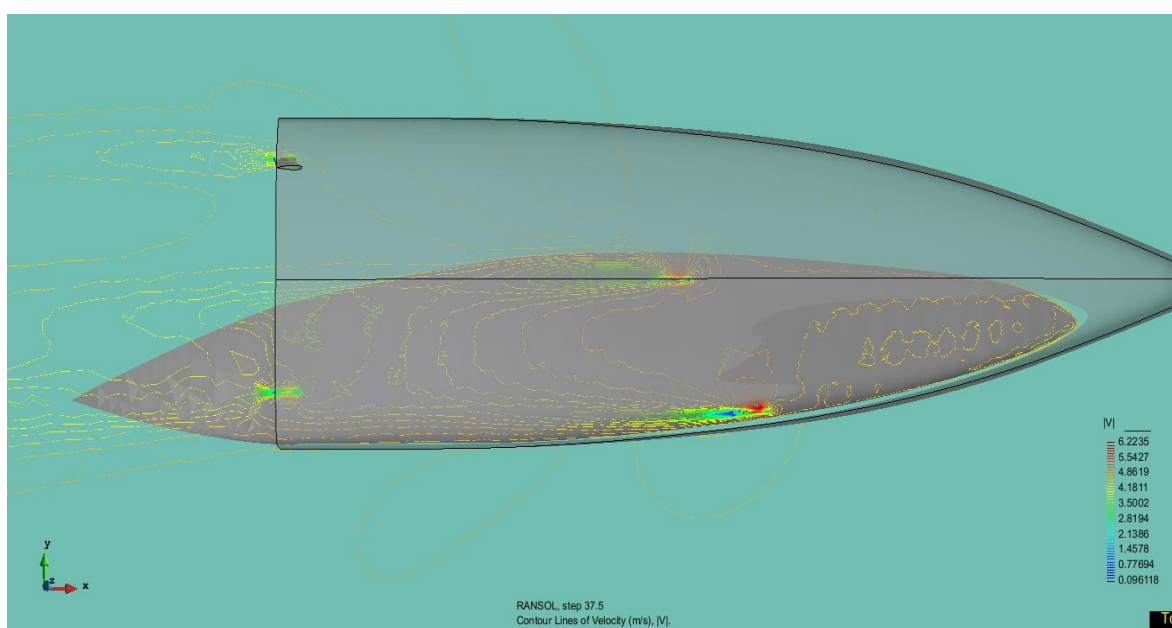


Fig. 2.17. Vista cenital del campo de velocidad sobre la carena.

2. Cálculo de la estabilidad

2.1. Introducción

La normativa IMOCA, en la sección D tiene ciertos criterios y reglas que intentan acotar y limitar la potencia vélica de estos veleros para asegurar una mínima seguridad. Estas reglas se resumen a continuación:

D.1. Capacidad auto-adrizante

Durante el proceso de medición, el patrón deberá físicamente demostrar que el barco, una vez invertido, es capaz de auto-adrizarse sin ayuda exterior.

D.2. Ángulo de escora inicial

Debido al desplazamiento de lastre móvil la amplitud del giro en un lado no deberá de exceder 10 ° desde la vertical.

D.3. Ángulo de pérdida de estabilidad

Este ángulo deberá de ser superior a 127.5 °.

Este ángulo se calcula de la curva teórica de estabilidad, obtenida de las medidas tomadas durante la prueba de estabilidad y de la información dada por el diseñador en condición de desplazamiento en rosca.

D.4. Ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación (AVS_{WC})

El valor del AVS_{WC} (peor configuración de lastre móvil y quilla) debe de ser mayor de 110° para barcos cuya medición es posterior a Julio de 2009.

El empuje del mástil y de la botavara no se tendrá en cuenta.

D.5. Relación de las áreas bajo la curva de estabilidad

El área positiva bajo la curva de estabilidad debe de ser al menos 5 veces superior al área negativa en la condición de desplazamiento en rosca.

D.6. Momento adrizante

El máximo momento adrizante (todos los tanque de una banda llenos, incluidos los centrales si existieran, equipamiento movable en su configuración más extrema y la quilla completamente pivotada hacia esa misma banda) debe de ser menor igual a 32 toneladas por metro.

A estas alturas del proyecto se puede hacer un cálculo preliminar de todas las reglas. Para ello se va a usar el módulo *Hidromax* perteneciente al software *Maxsurf*. Para ello es indispensable tener una aproximación del centro de gravedad de la embarcación que se resume en la siguiente tabla.

	Cantidad	Masa unitaria	Masa total	Xg	Mt x Xg	Yg	Zg	Mt x Zg
Casco	1	1750	1750	8,8	15426,4	0	0,5	876,5
Orza	1	950	950	8	7616	0	-1,62	-1542,24
Bulbo	1	3400	3400	8	27200	0	-4,3	-14620
Motor y propulsor	1	100	100	5	525	0	0	0
Generador	1	70	70	9,7	776	0	-0,1	-8
Baterías	4	30	120	10	1000	0	-0,35	-35
Potabilizadora	2	80	160	10,7	1712	0	-0,1	-16
Bomba lastre	1	50	50	8	400	0	0,2	10
Palo, botavara	1	700	700	10	7000	0	11	7700
Equipo cubierta	1	400	400	5	2000	0	1	400
Anclas, cadenas	1	100	100	6	600	0	0,2	20
Equipo electrónico	1	100	100	8	800	0	0,4	40
			7900	8,235			-0,908	

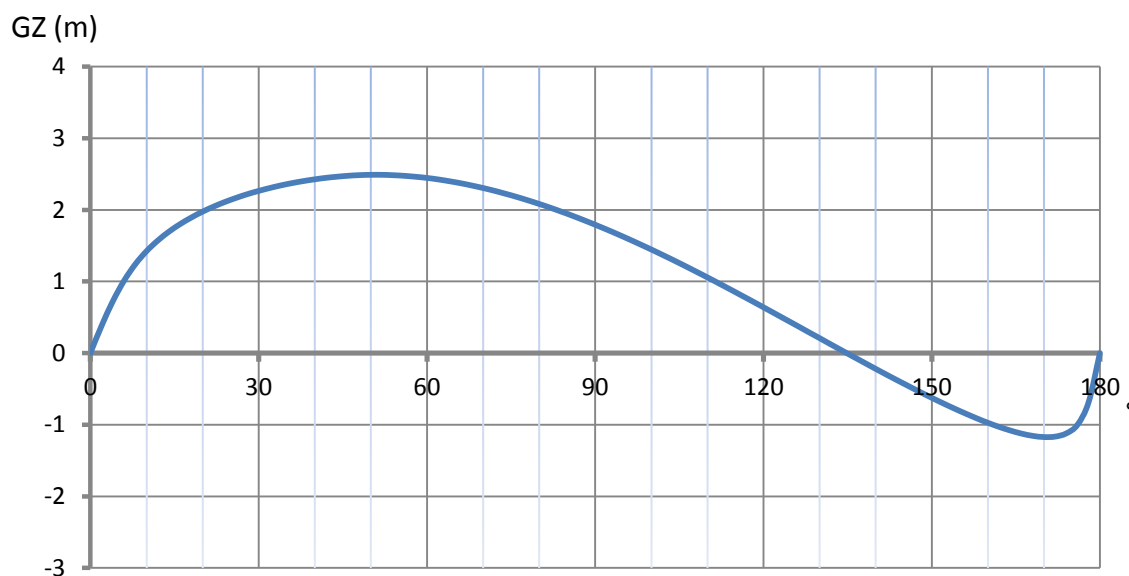
Tabla 2.4. Cálculo aproximado del centro de gravedad

2.2. Ángulo de escora inicial

Como se ha especificado en el resumen de las normas de la página anterior este ángulo no debe de ser superior a los 10°. Se hacen una serie de ensayos variando el ángulo de la quilla y el volumen de tanques, y se tiene que para una inclinación de la quilla de 40° el casco se inclina 9.1°. Después de varias pruebas se comprueba que la norma más limitativa del ángulo de oscilación de la quilla es el ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación.

2.3. Ángulo de pérdida de estabilidad (AVS)

El ángulo de pérdida de estabilidad obtenido de la curva teórica de estabilidad, sin lastre y con la quilla vertical debe de ser mayor de 127.5. Además se aprovecha para medir la relación de las áreas negativas y positivas de dicha curva.



Gráfica 2.14. Curva de brazos adrizantes sin lastres y con la quilla vertical

Área positiva: 227.2 m*deg

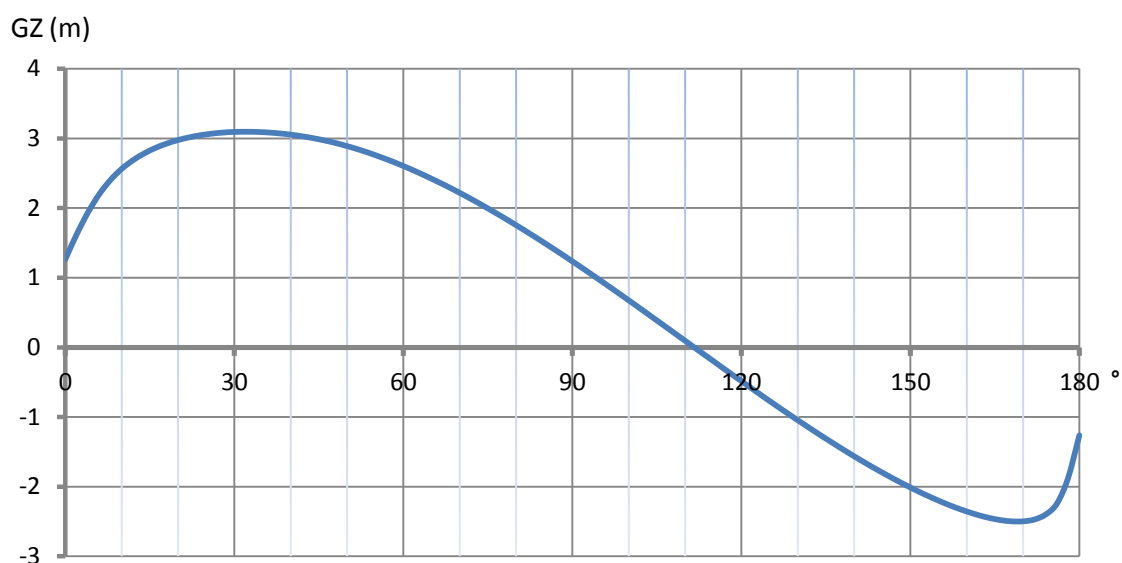
Área negativa: 33.1 m*deg

El área positiva es de 6.864, mayor de cinco como especifica la regla.

El ángulo de corte es de 134.65°, de modo que también se cumple este criterio.

2.4. Ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación (AVS_{wc})

En esta parte se calcula la curva anterior de estabilidad a grandes ángulos pero con la peor situación, es decir, con la quilla desplazada a su ángulo máximo a una banda y los tanque de esa misma banda llenos, el ángulo de corte debe de ser mayor de 110°.

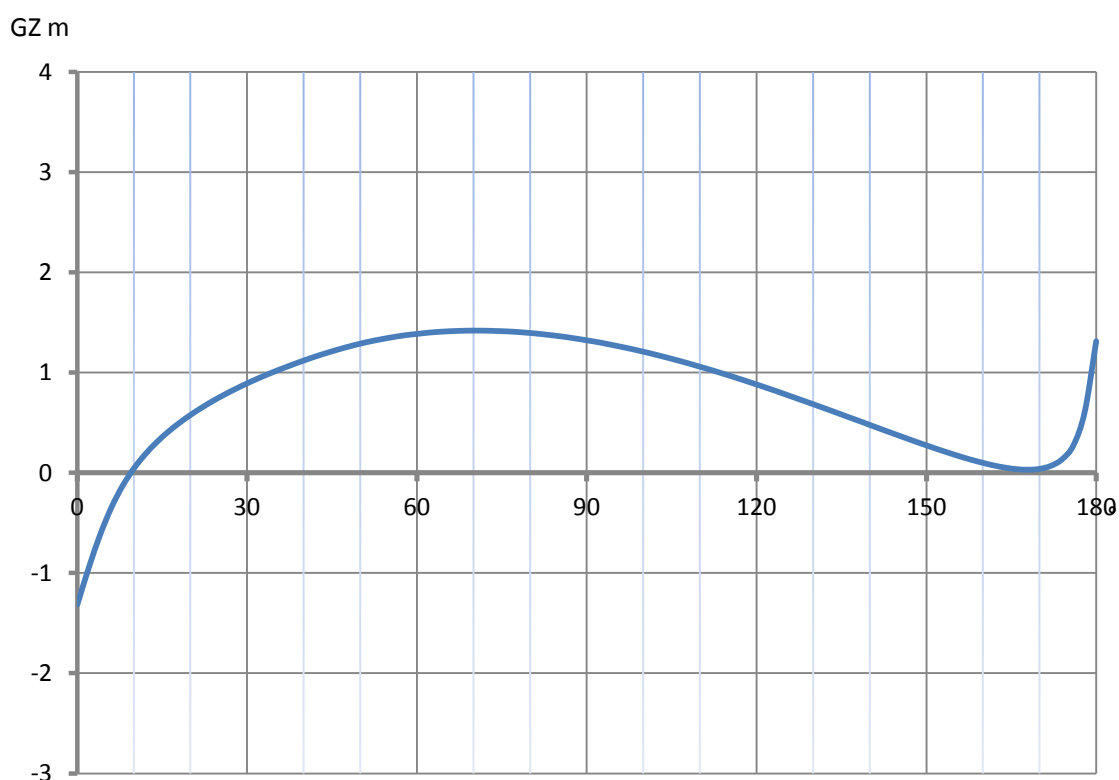


Gráfica 2.15. Curva de brazos adrizantes con lastres y con la quilla inclinada

En este caso es estable hasta los 111.6° , aunque es muy ajustado cumple. Esta es la medida más restrictiva por lo que se ha tenido que iterar bastante hasta conseguir una combinación de tanques y de ángulo de quilla adecuado para que la cumpliera, es por esto que cabe esperar que el resultado sea muy ajustado.

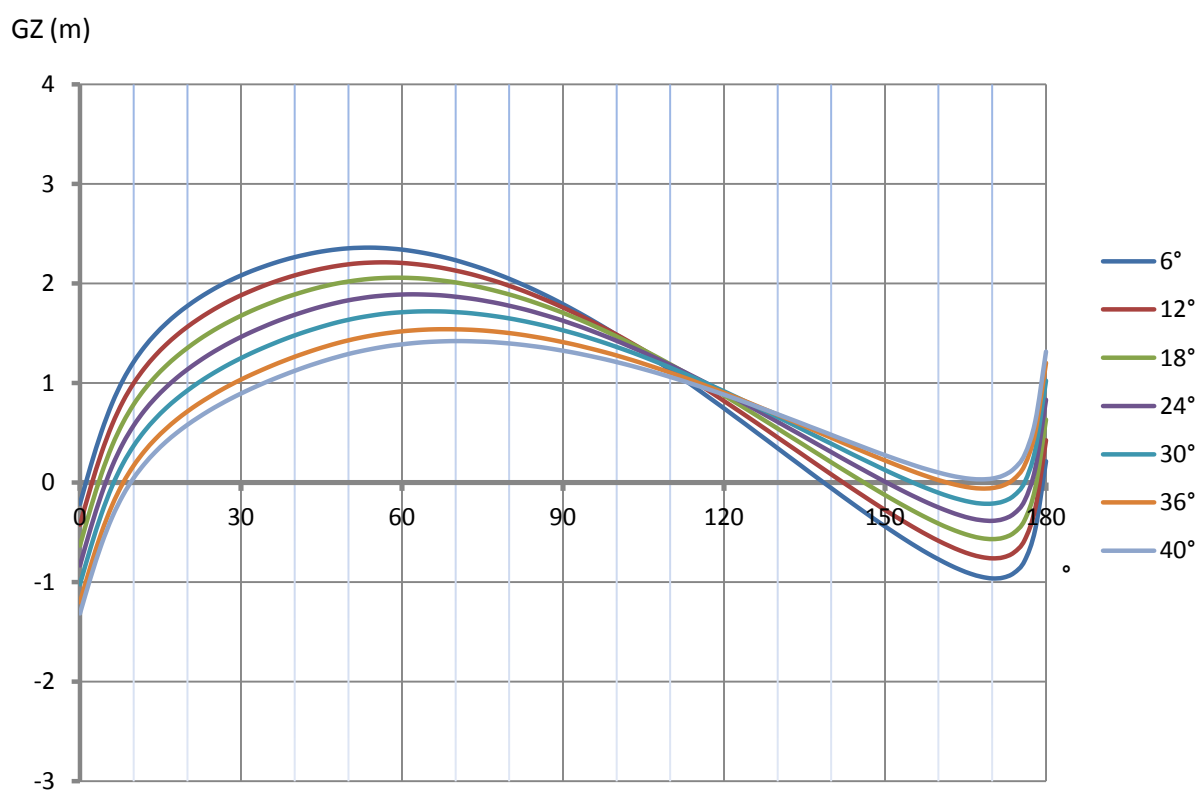
Aunque en un principio puede parecer que es muy restrictiva la norma de los 10° o del máximo momento adrizante es en esta regla, la del ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación, donde se establece un máximo ángulo de inclinación de la quilla y la situación aproximada de los tanques. No hay que olvidar que al desplazar la quilla hacia una banda se consigue mucho momento adrizante sobre todo a pequeños ángulos de escora porque se desplaza a barlovento el centro de gravedad del conjunto, pero también se eleva. A grandes ángulos una vez que el centro de gravedad ha pasado de crujía lo que se ha hecho es elevar el centro de gravedad y por lo tanto se pierde estabilidad. Con los tanques pasa algo parecido pero más llamativo, si se sitúan en las bandas se eleva el centro de gravedad tanto que puede llegar a ser perjudicial incluso a pequeños ángulos de escora, es decir, se puede llegar a disminuir este par adrizante debido a esta elevación global del centro de gravedad.

Si se estudia ahora la curva de brazos adrizantes pero inclinando el casco a la otra banda, manteniendo la situación de tanques y de quilla anterior se ve como en primera instancia el casco está escorado los 9.1 grados iniciales por lo que lógicamente es menos estable, pero a grandes ángulos en la franja de esos 110 grados que establece la norma tiene una mayor estabilidad que en la situación anterior.



Gráfica 2.16. Curva de brazos adrizantes inclinando la carena hacia la misma banda de los lastres y la quilla inclinada

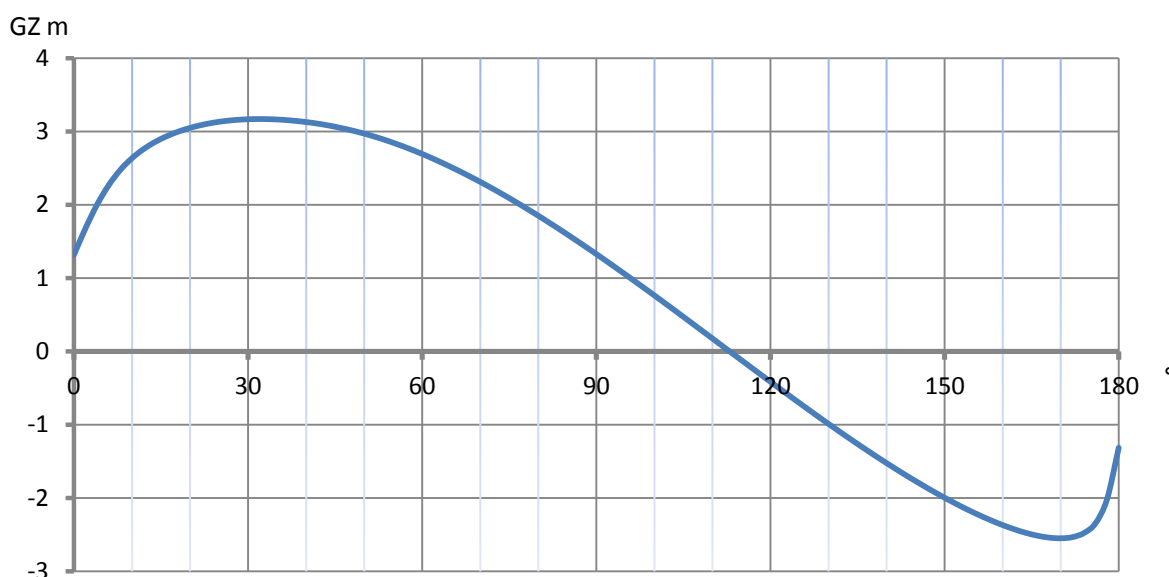
Además de esto también se comprueba teóricamente la regla D.1. la cual especifica que el barco tiene que poder auto-adrizarse sin ayuda exterior. Si se hace un estudio de la curva de estabilidad a grandes ángulos variando la posición de la quilla se ve como para pequeños ángulos de inclinación de la quilla la parte derecha del diagrama anterior tiene una zona de brazos adrizantes negativa, generándose un punto de equilibrio estable y otro de equilibrio inestable, entre ambos hay una área negativa que impide que la embarcación se adrice por sí misma. Sin embargo conforme se va desplazando la quilla esta pequeña área va disminuyendo hasta que se llega al diagrama anterior donde ya ha desaparecido, y aunque tiene muy poco brazo adrizante es suficiente como para que la embarcación vuelva a la posición de equilibrio estable de la izquierda del diagrama.



Gráfica 2.17. Curvas de brazos adrizantes para diferentes ángulos de inclinación de la quilla

2.5. Momento adrizante máximo

El máximo brazo adrizante es de 3.181 m y se produce a una escora de 32° como se ve en la siguiente gráfica.



Gráfica 2.18. Curva de brazos adrizantes con la quilla inclinada 40°

El momento adrizante es el resultado de multiplicar el valor de GZ de una escora en concreto por el desplazamiento usado para obtener dicho GZ. En este caso los tanques se han definido mediante un proceso iterativo para no contradecir las reglas de las páginas anteriores. Las posibilidades de número y capacidad de cada tanque son muy variadas y los datos que se tienen de referencia son muy pocos. Con los tanques de una banda llenos se tiene un desplazamiento total de 10.02 toneladas y un brazo adrizante de 3.095 m, por lo tanto:

$$M_{max1} = \Delta_{lastre} \cdot GZ_{max} = 10.03 \cdot 3.095 = 31.043 \text{ T} \cdot \text{m}$$

Si se hace el cálculo del máximo momento adrizante sin los lastres se obtiene un mayor GZ pero un menor momento adrizante:

$$M_{max2} = \Delta_{rosca} \cdot GZ_{max} = 7.9 \cdot 3.181 = 25.129 \text{ T} \cdot \text{m}$$

La norma limita este momento adrizante a 32 T·m de modo que se está dentro de los límites.

El uso de los tanques va limitado a las condiciones meteorológicas de cada momento, siendo su uso muy útil no solo para aumentar este momento adrizante y por lo tanto poder aguantar una mayor superficie vélica durante más tiempo, sino también para alterar el trimado de la embarcación. En los últimos años el número, volumen y situación de los tanques ha sido muy diferente dependiendo del patrón y de la configuración específica de cada embarcación, sin embargo aquí se ha intentado maximizar este

momento adrizante y retrasar todo lo posible el centro de gravedad resultante de estos tanques. El retrasar el centro de gravedad resultante hace que en rumbos portantes la embarcación tenga un mejor comportamiento longitudinal, ya que en régimen de planeo el centro de carena se retrasa y si la diferencia con el centro de gravedad es grande el casco tratará de equilibrarse y tendrá un comportamiento mucho más brusco. En este caso cuando se llenan todos los tanques de una banda el centro de gravedad se retrasa unos 70 cm pero se puede llegar a retrasar hasta 1.5 m si se llena algún tanque de la otra banda. Este movimiento del centro de gravedad puede ser beneficioso o perjudicial si se sobrepasa un cierto límite, sin embargo este límite se conoce irremediamente después de muchas horas de navegación, y dependerá de factores como el oleaje, el viento o la velocidad de cada situación concreta de navegación.

3. Bibliografía

FOSSATI F. (2009) *"Aero-hydrodynamics and the performance of sailing yachts"* 1ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

International Monohull Open Class Association (I.M.O.C.A) (2010) *Open 60' ISAF International Class. "Class Rules 2012"*

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) *"Principles of Yacht Design"* 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

PRADA A. (2011) *"Estabilidad y comportamiento en la mar"*, Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona

Formation Design Systems. (2007) *Hullspeed version 13, user manual.*

Formation Design Systems. (2007) *Hydromax version 13, user manual.*

Formation Design Systems. (2007) *Maxsurf version 13, user manual.*

<http://www.mh-aerotools.de>

Índice

1. Disposición interna	2
1.1. Tanques de lastre	4
1.2. Condición de insumergibilidad	5
1.3. Salida de emergencia	7
1.4. Reforzado principal	9
1.4.1. Casco	9
1.4.2. Cubierta	11
1.4.3. Costado	13
2. Espaciado interior	14
2.1. Cámara de máquinas	14
2.1.1. Tanques de combustible	14
2.2. Habilitación	15
2.2.1. Mesa de cartas	15
2.2.2. Cocina	16
2.2.3. Literas	16
2.2.4. Agua dulce	17
3. Disposición de la cubierta	19
3.1. Piano	19
3.2. Winches	19
3.3. Cañas de los timones	20
3.4. Carro de la mayor	20
4. Bibliografía	22

1. Disposición interna

La clase IMOCA impone una serie de reglas para la seguridad de la embarcación que distribuyen en gran medida la disposición interior. La mayoría de estas normas impiden crear una gran habitabilidad en el interior pero al tratarse de un velero de competición ésta no es una condición de diseño. De hecho los interiores suelen guardar muy poco margen para la comodidad, que se centra sobre todo en el puesto de navegación. Un ejemplo es la ausencia de WC, la reducción de la cocina a una mínima expresión y la litera suele ser una red sostenida por barras de carbono, aunque últimamente se ha extendido el uso de una especie de “puff” que se sitúa en un rincón cómodo, pudiendo adaptarse a cualquier posición y escora. A continuación se exponen las reglas de la clase IMOCA referentes a la disposición interior.

Regla B.5.4. Mamparos estancos

Todos los mamparos estancos deben de estar sólidamente contruidos para resistir la presión del agua sin que ninguna filtración atraviese al compartimento adyacente.

Los mamparos estancos deben:

- dividir el barco en varios compartimentos de proa a popa.*
- ser transversales, 5 en número para crear 6 compartimentos estancos con acceso para una persona.*
- no estar separados por más de cinco metros*
- ser estancos. El paso de cables, tuberías o conductos no debe comprometer la estanqueidad de los compartimentos.*

El mamparo estanco más a proa debe de estar localizado dentro del 15% de la eslora total (2.74 m) y a popa del punto más a proa de la flotación.

Por transversal se entiende que un mamparo intersecte al casco en su totalidad (de babor a estribor del casco) y la cubierta.

Para los barcos que tengan su certificado después del 1 de Julio de 2009, un mamparo estanco no debe de finalizar en un tanque de lastre, una orza de deriva o ninguna otra parte más que en el casco y la cubierta.

El extremo de popa no se considera como un mamparo estanco.

En la proa se pondrá un postizo (crash box) estanco que sirva de protección en caso de que se produzca un choque contra algún objeto. En este caso se dependería o dañaría esta parte sin exponer por ello la integridad del la embarcación.

Con estas especificaciones se realiza la siguiente distribución de los mamparos.

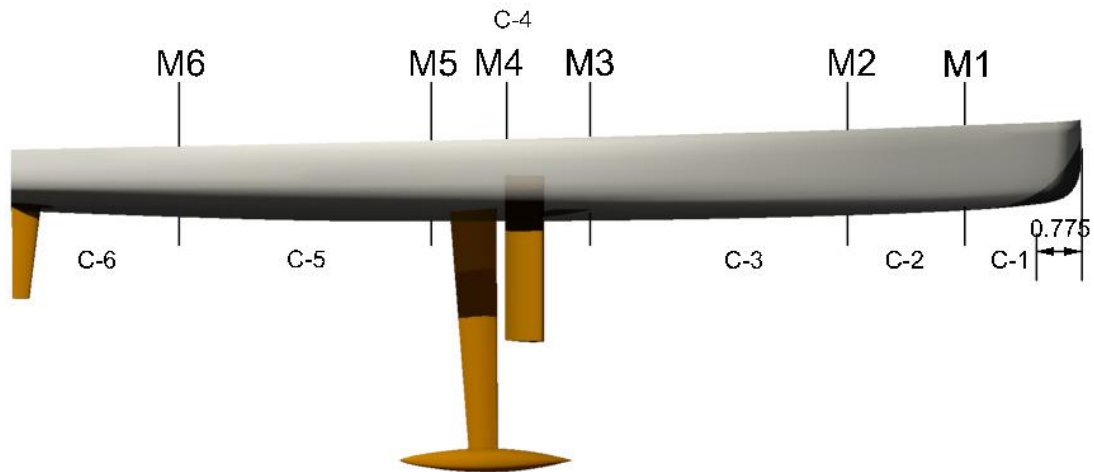


Fig. 3.1. Distribución preliminar de los mamparos

Con esta distribución de mamparos se consigue cumplir con las reglas que impone la clase IMOCA. Como se puede apreciar en la imagen, el casco se divide en varias zonas bastante críticas, por un lado los mamparos M1 y M2 separan la zona de proa del resto y sirven de reforzado para los arraigos en cubierta de las velas de proa. Entre los mamparos M2 y M3 se crea un compartimento para guardar las velas de proa que no se estén usando, y se delimita la posible entrada de agua de la escotilla que ira situada en esta zona. Sin duda una de las zonas más críticas es la que comprende a la quilla, las orzas antideriva, el palo y los obenques, es aquí donde se va a crear un anillo estructural que va a soportar las mayores cargas de la embarcación y donde hay un mayor riesgo de posibles entradas de agua. Es necesario ver los mamparos ya no solo como una subdivisión para aumentar la estanqueidad del casco, sino también como partes muy importantes para la rigidez y resistencia de todo el conjunto. Ese anillo estructural va a estar compuesto por los mamparos estancos M3 y M5 y por el mamparo estructural no estanco M4, este último se va a situar debajo del palo para absorber las cargas de compresión que éste ejerce.

Entre los mamparos M5 y M6 es donde mayor tiempo va a pasar el patrón, es donde va a estar situado el puesto de navegación, las literas, la cocina, etc, por lo que es una zona que también debe de ir protegida y separada del resto. Además de esto es en esta zona donde va a estar situada la entrada principal, punto clave donde se puede producir ocasionalmente entradas de agua desde la bañera.

También se ha situado en la proa el postizo o crash box que obliga las reglas de clase expuestas antes.

1.1. Tanques de lastre

Como se ha comentado al final del cuaderno anterior los tanques de lastre tienen varias utilidades: una es el aportar un mayor momento adrizante y la otra es la de retrasar el centro de gravedad en determinadas ocasiones. El cálculo del volumen y la situación de estos tanques de lastre se ha decidido después de un proceso iterativo junto al ángulo de inclinación de la quilla y el peso del bulbo. Al final ha resultado ser algo menor que la media de los datos que se conocen, pero como se ve al final de dicho cuaderno con estos tanques ya se está casi al límite de la regla que limita el máximo momento adrizante. El hecho de situarlos en la zona baja y no en los laterales es debido a la elevación del centro de gravedad que producen estos si se sitúan en los laterales. Ésta es tal que altera de forma considerable las curvas de estabilidad, empeorando en gran medida el GZ máximo, y el ángulo de pérdida de estabilidad en la peor situación. Se ha dejado un margen en crujía para situar el motor, las baterías, tanques de combustible y demás material más pesado. A continuación se muestran la situación de los tanques de lastre:

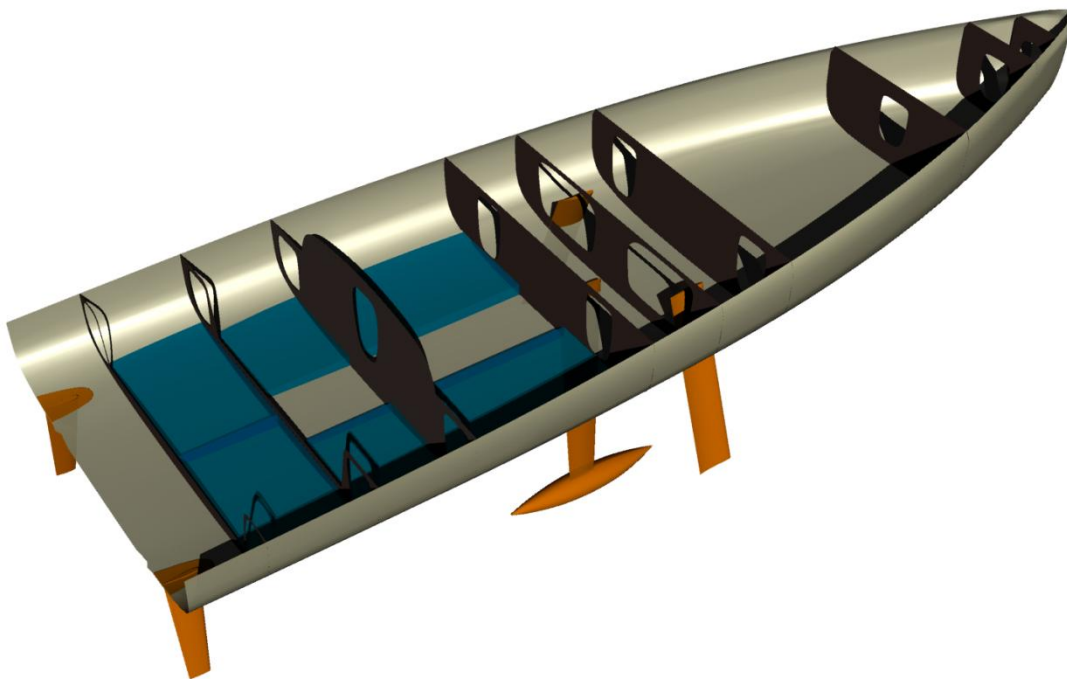


Fig. 3.2. Distribución preliminar de los tanques de lastre

En el compartimento número 6, el más a popa, se tiene un por banda un volumen de 0.856 m^3 , que corresponde a dos tanques de 879 Kg cada uno. En el compartimento número 5 hay cuatro tanques, dos en cada banda, con 660 Kg el más a popa y 701 Kg el de más a proa, de modo que en este compartimento hay un total de 2722 Kg disponibles. Con esta distribución se consiguen 2240 Kg por banda.

1.2. Condición de insumergibilidad

Regla B.7. Insubmersibility

B.7.1. Fundamentos de la regla.

En el caso de que todos los compartimentos se inunden el barco debe de permanecer a flote.

B.7.2. Reserva de flotabilidad.

El barco debe de poseer una reserva de flotabilidad total expresado en m³ igual o mayor al 130% del desplazamiento del barco.

B.7.3: Distribución longitudinal de la reserva de flotabilidad.

B.7.3.1. Estos volúmenes fijos deben de estar distribuidos proporcionalmente en cada compartimento estanco.

B.7.3.2. El patrón o su representante debe aportar un diagrama de la distribución de la reserva de flotabilidad.

B.7.3.3. Debe de haber suficiente flotabilidad para que la escotilla de la salida de emergencia situada en popa quede por encima de la línea de flotación cuando el barco está invertido, con la escotilla de entrada principal abierta, sin quilla con los lastres vacíos y con 400 Kg de equipamiento simulados en crujía a 1.5 m de la parte más a popa del casco.

B.7.3.4. En la condición de desplazamiento en rosca, con el barco adrizado, la salida de popa debe de permitir la fácil entrada y salida de una persona.

Según la norma B.7.2. Se debe de tener una reserva de flotabilidad del 130% del desplazamiento expresado en m³:

$$Reserva_{flot.} = 1.3 \cdot \nabla = 1.3 \cdot \frac{7.900}{1.025} = 10.019 \text{ m}^3$$

Se especifica que este volumen debe de estar distribuido uniformemente en cada compartimento estanco, sin embargo al variar el tamaño de los mismos se va a tratar de repartir conforme al volumen de cada uno de ellos. Así en la parte central se situara un mayor volumen que en la zona de proa.

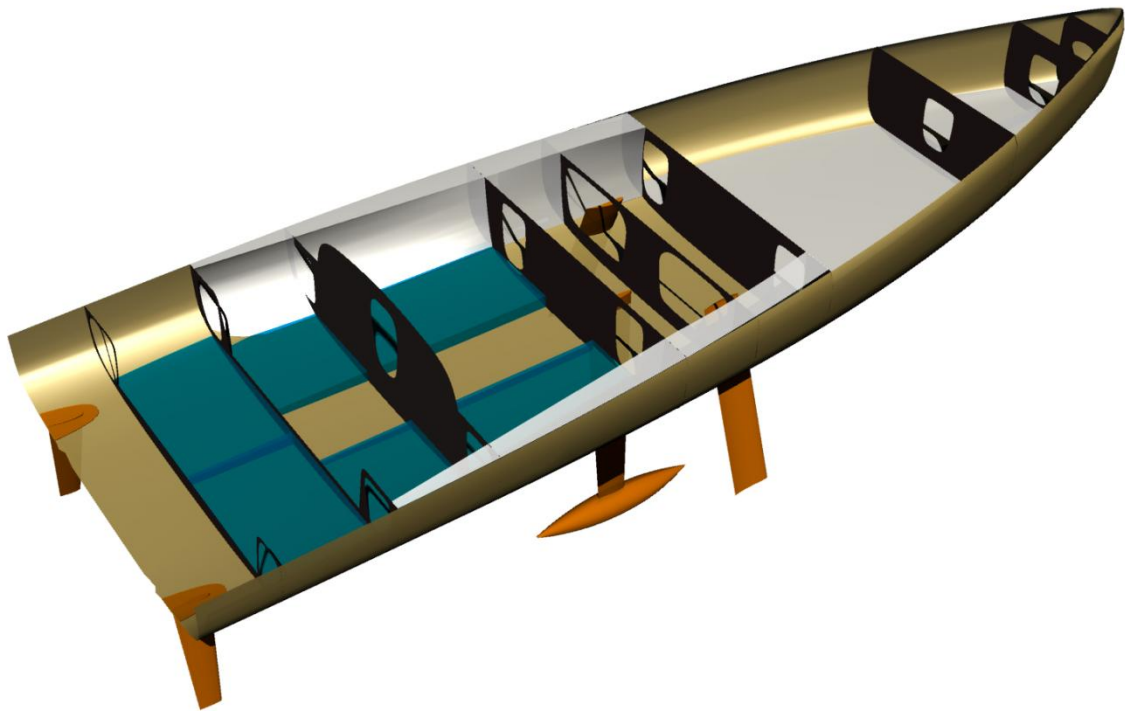


Fig. 3.3. Distribución preliminar de las cámaras de aire y de los tanques de lastre

En blanco se sitúan las reservas de flotabilidad. Se ha repartido equitativamente en cada compartimento intentado que en los de mayor volumen haya una mayor reserva que en los de menor volumen. En una primera aproximación se han repartido los siguientes volúmenes:

- Compartimento 1 – 0.34 m^3
- Compartimento 2 – 1.22 m^3
- Compartimento 3 – 1.32 m^3
- Compartimento 4 – 3.2 m^3
- Compartimento 5 – 4 m^3

Con estos volúmenes se consiguen un total de 10.08 m^3 . Como aun no se conoce bien la distribución del volumen que va a tener la bañera en el compartimento 6 no se ha puesto volumen, sin embargo conforme vaya avanzando el proyecto se situarán los algo más para tener una reserva adicional.

Con esta distribución de tanques de aire se rigidiza aun más el casco, e incluso sirven para una mayor seguridad ante posibles vías de agua. En los compartimentos 4 y 5 se han

situado en los laterales puesto que la zona baja va a estar ocupada por los tanques de lastre (C-5) y por la caja de la quilla, mecanismo hidráulicos y orzas antideriva (C4), la parte negativa de situarlos verticalmente es la elevación del centro de gravedad, es por ello que en los compartimentos 1, 2 y 3 se han situado lo más bajos posible. Además del efecto rigidizador de los mismos como se ha comentado realizan la función de “doble casco”, en los compartimentos de proa cualquier vía de agua situada en la zona baja del casco (una colisión con un objeto flotante por ejemplo), sería absorbida por la reserva de aire evitando de este modo que se inundara el compartimento. A su vez, en el compartimento 5 que es donde va a pasar la mayor parte del tiempo el patrón cuando esté en el interior, se crea un anillo casi completo; cualquier vía de agua inesperada sería absorbida por los tanques de lastre y las reservas de flotabilidad.

1.3. Salida de emergencia

Para diseñar la zona de popa hay que tener en cuenta lo que dice la norma B.7.3.3 y la B.7.3.4 respecto a la salida de emergencia. Tiene que estar situada de tal forma que ya sea con la carena adrizada o invertida ésta debe de quedar fuera del agua, para que en caso de emergencia el patrón pueda salir por ella sin tener que sumergirse y abrir una escotilla que está bajo el agua, con el consiguiente peligro de inundación que esto conlleva. Además hay que dejar el suficiente espacio antes de dicha salida para que el patrón pueda ir hacia ella, esto que en un principio parece trivial se debe estudiar meticulosamente para que una persona pueda caber por estas zonas. A su vez, también hay que adelantarse un poco al capítulo de velas y jarcia para entrever la zona de trabajo, la posición de la escota de la mayor, y dejar suficiente espacio como para situar los winches, el pedestal, etc. En una primera iteración se llega a la siguiente solución de la bañera y de la zona de popa.

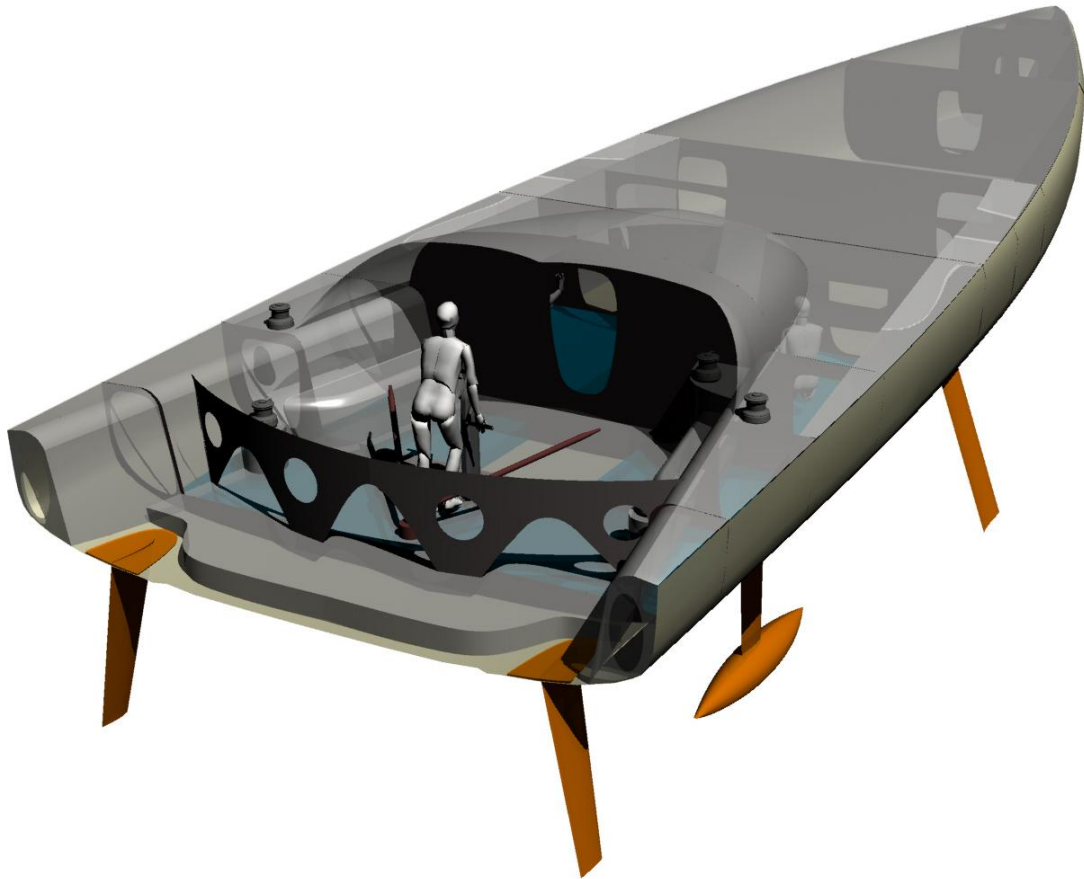


Fig. 3.3. Distribución preliminar de la bañera y la popa

Aunque no se ha comentado hasta ahora es muy conveniente que la bañera sea auto vaciable ya que en las navegaciones que hacen este tipo de veleros se suele embarcar bastante agua. Es por esto que al carro de la escota de la mayor se le han practicado unas aberturas, así no será un impedimento para que el agua vuelva a salir por la popa.

Para la condición de que esta abertura esté fuera del agua cuando la embarcación se encuentre invertido se calcula en *Hidromax* la situación de carga, que incluye 400 Kg de equipamiento a 1.5 m a proa de la zona más a popa.

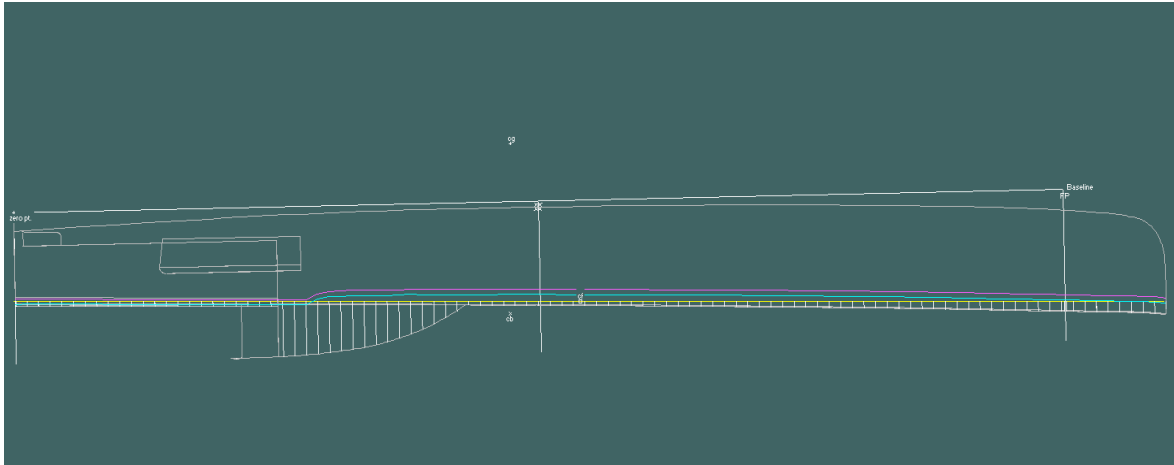


Fig. 3.4. Posición de equilibrio del casco invertido

Como se aprecia en la imagen la abertura queda considerablemente fuera del agua.

1.4. Reforzado principal

En esta parte se va a hacer una introducción al reforzado principal que va a llevar el casco y la cubierta, aunque se desarrollará de una forma mucho más completa en cuadernos posteriores de este proyecto.

1.4.1. Casco

Ya que los tanques de lastre y las cámaras de aire deben de ser estancos su estructura va a contribuir a la resistencia y la rigidez general de la estructura del casco. A su vez, los mamparos estancos situados a lo largo de la eslora y el mamparo de entrada a la cabina van a absorber los esfuerzos cortantes que tienden a torsionar la sección.

Como refuerzos transversales se tienen los siguientes:

-Mamparo 1 y 2: estos dos mamparos soportan los esfuerzos generados por los stays de proa y los correspondientes a los producidos por pantocazos o slamming, muy frecuente en navegaciones oceánicas.

-Anillo estructural formado por los mamparos 3, 4 y 5: absorben los esfuerzos generados por el palo, obenques, orzas anti-deriva y sistema hidráulico de la quilla. Al situar tres mamparos se crea una zona muy rígida capaz de soportar todos los esfuerzos de torsión y compresión de esta zona tan delicada.

-Mamparo 6: absorbe en gran medida los esfuerzos generados por la escota de la mayor a lo largo de la manga.

-Varenga C3: se sitúa en la mitad del compartimento número 3 produciéndose un mejor reparto de esfuerzos.

-Varenga C5: en el compartimento 5 se situará una varenga coincidiendo con la separación de los tanques de lastre. Los compartimentos 3 y 5 son los de mayor eslora y por lo tanto es conveniente situar un refuerzo entre los mamparos que los delimitan.

-Varenga C6: se sitúa esta varenga de refuerzo a esta zona del casco que va a absorber los esfuerzos que producen los timones y la jarcia de popa.

Como refuerzos longitudinales principales se sitúan los siguientes:

-longitudinal 1: según la normativa se debe de situar un longitudinal de eslora $0.35 \cdot L_{WL}$ para resistir las presiones generadas por el *slamming*. Este longitudinal discurre desde el postizo de proa hasta el mamparo estanco número 2, desde donde sigue paralelo a crujía hasta el extremos de popa. En la zona de la quilla este refuerzo coincide con la caja del sistema hidráulico de la quilla, absorbiendo parte de los esfuerzos que genera.

- Longitudinal 2: este longitudinal va desde el postizo en la zona del pantoque de la proa hasta el mamparo 2, donde continúa paralelo a crujía hasta la popa. Se sitúa en una zona más alejada de crujía y va a absorber en la zona de proa buena parte del *slamming* producido por las olas (como el barco va a tener una cierta escora, será la zona que esté sumergida la que tendrá mayores esfuerzos, es por ello que este longitudinal es tan importante). A la altura del compartimento 4 se ha situado cerca de la orza anti-deriva, para absorber parte de los esfuerzos que esta genera. Ambos refuerzos longitudinales se han situado de manera que se divida la manga en partes iguales en la mayor parte de los compartimentos.

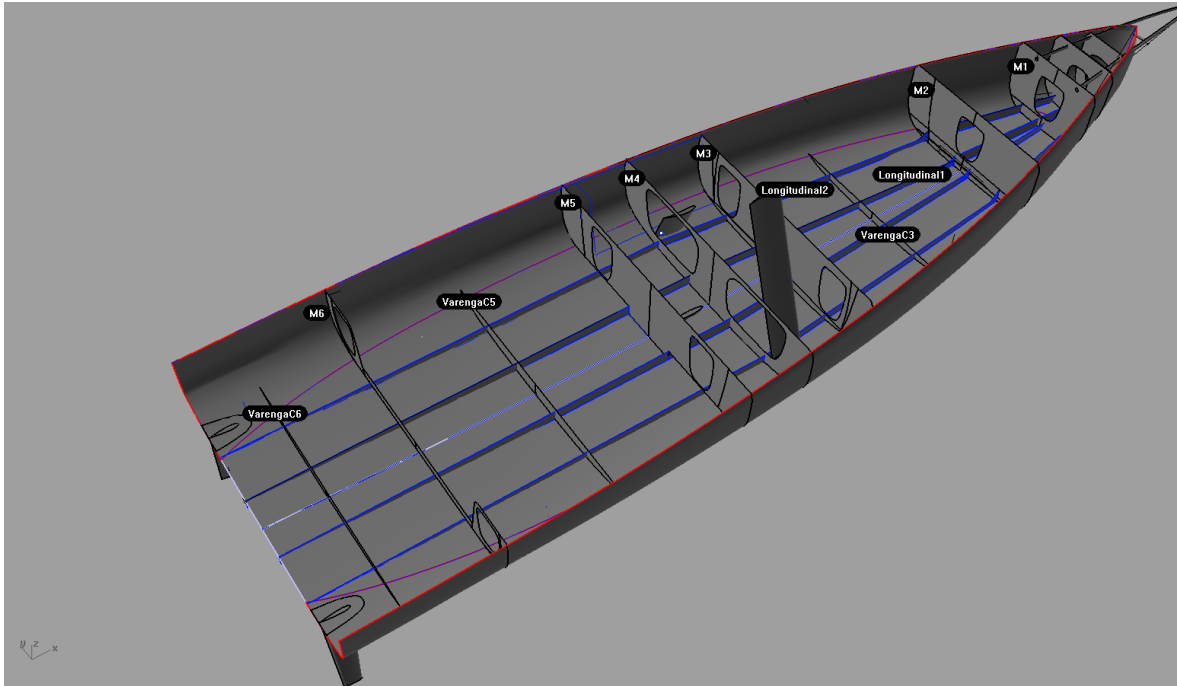


Fig. 3.5. Disposición preliminar de los refuerzos del casco

En la figura superior se aprecia el reparto de refuerzos comentados en las líneas anteriores, se han situado de manera que se divida tanto la manga como la eslora de forma homogénea para que se creen un conjunto de “celdas” lo más parecidas posible. Además de estos están los tanques de lastre y los tanques de aire que ayudan a rigidizar el conjunto.

1.4.2. Cubierta

Al igual que en el caso anterior se hace necesario subdividir la cubierta para un mejor reparto de los esfuerzos. Las solicitaciones más grandes van a estar en la zona de proa donde se sitúan los arraigos de los stays de proa y el botalón, en la zona del palo y los obenques por la compresión transversal que estos ejercen y en la zona cercana a las orzas de deriva, ya que la fuerza que ejercen se tiene que transmitir a la estructura de la forma más óptima posible.

Refuerzos transversales:

Mamparos a proa de M1. Aunque en las imágenes anteriores se aparecían no se ha comentado su función. Estos se han situado para absorber las cargas de los estayes de proa y para la sujeción del botalón. Las reglas de clase permiten sobrepasar la eslora total del casco (18.28 m) en 1.829 m, permitiendo situar un botalón de proa que mejora el

rendimiento de las velas portantes. El botalón va a transmitir cargas bastante elevadas por lo que tendrá que ir sujeto convenientemente al casco. En una primera aproximación se han situado estos dos mamparos, de forma que al atravesar el casco las sujeciones del botalón atraviesen dos mamparos.

- Bao de cubierta. Se sitúa un bao en el compartimento número 3, para formar un anillo estructural junto a la varenga de fondo y las dos cuadernas de costado. Se decide reforzarlo en la mitad de la eslora para evitar una luz demasiado grande entre mamparos.

Refuerzos longitudinales.

- Longitudinales de cubierta. Los arraigos del botalón en el mamparo estanco número 1 sirven de base para situar los longitudinales de cubierta simétricos respecto crujía. Estos longitudinales siguen una trayectoria inclinada atravesando los compartimentos tres y cuatro. Pasan muy cerca de las orzas anti-deriva para absorber las fuerzas que estas generan y acaban en el mamparo estanco número 5; donde tiene una continuidad longitudinal con la brazola de la bañera.

También se sitúa un longitudinal de cubierta en crujía que atraviesa los compartimentos uno, dos y tres, acabando empotrado en el mamparo estanco número 4. Este es un refuerzo adicional para los arraigos de los stays de proa, sirviendo para reforzar la zona central de la cubierta.

La parte de proa de la cabina se sitúa en el mamparo estanco número 4, de forma que entre este mamparo y los longitudinales repartan el peso de la misma.

El palo va a ir apoyado en la cubierta, a estas alturas no se ha decidido qué tipo de jarcia va a llevar la embarcación, pero dada la ruta oceánica que hacen este tipo de veleros por seguridad en caso de romper el palo es mejor que vaya apoyado. Esto se entiende fácilmente si se piensa en el desprendimiento del palo en caso de vuelco; un palo apoyado en el fondo puede desgarrar la zona de la cubierta donde se encuentra y generar una vía de agua importante. Sin embargo si va a apoyado en la cubierta se produce un desprendimiento limpio.

Como aun no se sabe exactamente la configuración vélica aun no se pueden situar de forma exacta la posición de los refuerzos de proa, además en la popa se deberían de situar dos mamparos abiertos a cada banda, para absorber los esfuerzos de los dos backstays.

A continuación se muestra la imagen de los refuerzos comentados:

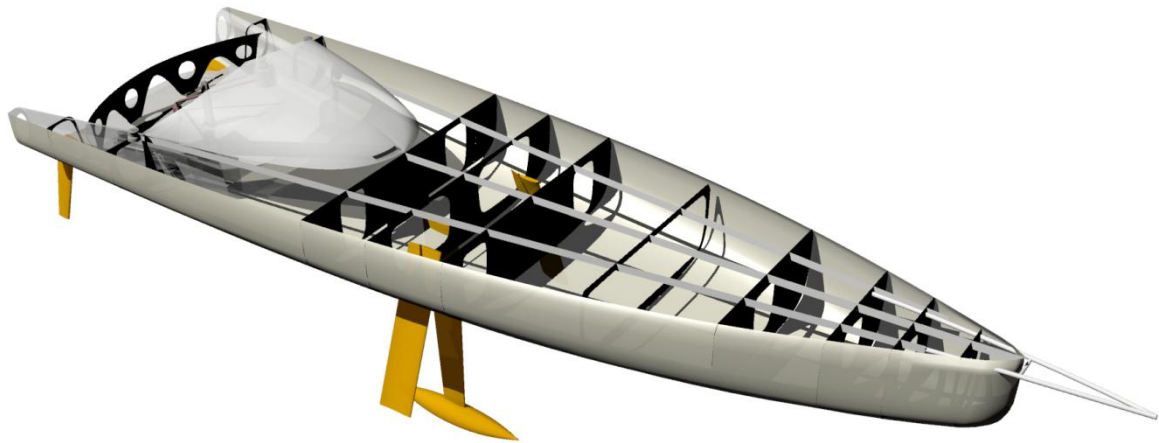


Fig. 3.6. Disposición preliminar de los refuerzos de cubierta

1.4.3. Costado

En el costado de momento se sitúan las cuadernas del compartimento estanco número 3 que se observan en la imagen anterior, y dos más que siguen a la varenga C5. Longitudinalmente a estas alturas no se sabe si se deberían de situar longitudinales a lo largo del puntal.

2. Espaciado interior

En este tipo de embarcaciones el espaciado interior se maximiza para que sea práctico reduciéndose todo lo que sea necesario las comodidades típicas de un velero de crucero. El patrón tendrá todo lo que necesita en el compartimento estanco número 5, será aquí donde dormirá, comerá, planificará la mejor ruta posible de la regata, etc. En este compartimento se sitúa la cocina, mesa de cartas, litera/s, etc.

2.1. Cámara de máquinas

El concepto de cámara de máquinas como tal no existe en este tipo de embarcaciones, hay diferentes componentes y no tienen que situarse en el mismo lugar. Como dispositivos mecánicos básicos se tienen el motor principal que también sirve de generador, las bombas de lastre y achique y el mecanismo hidráulico que va a mover la quilla pivotante. Los brazos hidráulicos y la bomba que los mueve se sitúan en el compartimento número 4. En la parte de proa de este compartimento se sitúa la bomba hidráulica y las bombas de lastre y achique. Las baterías y componentes eléctricos se sitúan en el compartimento número 5, ya que va a ser aquí donde se va a situar la mesa de cartas con todos los aparatos electrónicos. Es conveniente situarlas lo más bajo posible para bajar todo lo que se pueda el centro de gravedad de los equipos. El motor principal suele ir situado en la mayoría de los últimos IMOCA en el compartimento número 5, muy cercano al mamparo estanco número 4.

Esta es una primera aproximación ya que esta disposición puede ser modificada en función de otros requisitos estructurales y empacho de equipos.

2.1.1. Tanques de combustible

Los tanques de combustible se prevé situarlos en el compartimento estanco número 4. Sin embargo hasta que no se haga un cálculo de las capacidades que se necesitan no se va a poder situar de forma realista. Este apartado se hará de forma más detallada en los siguientes cuadernos.

2.2. Habilitación

Las reglas de clase dan unos mínimos de habilitación que deben cumplir los veleros IMOCA. A continuación se resumen estas reglas.

-B.6.9. Tomas de mar y válvulas.

Se deben de instalar tomas de mar y válvulas (válvula de guillotina) en todas las aberturas practicadas en el casco que situadas por debajo de la línea de flotación excepto en imbornales de cubierta integrados, pasos de eje, indicadores de velocidad e indicadores de profundidad. Todos los barcos deben de tener al menos dos aberturas que atraviesen el casco en compartimentos donde sean accesibles cuando la embarcación esta invertida, a través de los que poder pasar antenas para transmisiones de seguridad, como indica la regla número F.15.

-B.6.10. Literas.

Dos literas deben de ser instaladas a bordo.

-B.6.11. Instalaciones de cocina.

Se debe instalar un hornillo de cocina accesible y con una válvula de combustible capaz de ser operada de forma segura en mar gruesa.

B.6.12. Agua potable.

-B.6.12.1 Debe de ser instalada una potabilizadora de agua capaz de ser operada eléctrica y manualmente.

-B.6.12.2 Es responsabilidad del patrón asegurarse que hay suficiente agua potable para la duración de la regata y el número de personas a bordo.

-B.6.12.3. Para regatas que excedan las 5000 millas náuticas se deben de instalar dos potabilizadoras que puedan ser operadas manual y eléctricamente.

2.2.1. Mesa de cartas

Las mesas de cartas actuales están compuestas más de pantallas y componentes electrónicos que de mesa propiamente dicha. Siguiendo con las últimas tendencias de diseño va a ser rotativa, permitiendo una mayor polivalencia con diferentes escoras y condiciones de navegación. El mecanismo para girarla y asegurarla va a consistir en un pequeño aparejo de cabos y poleas. Además no va a tener el típico asiento de una mesa de cartas convencional, va a estar situada en la zona baja del compartimento de modo que cuando se esté navegando se pueda llevar a una banda y trabajar en la posición más cómoda posible. Lo típico en los últimos diseños es que el patrón tenga una especie de

asiendo amoldable o “puff” que se pueda situar en cualquier lugar del barco. Esto tiene la ventaja de que en modo regata cuando el patrón duerme cerca de una hora puede tener los aparatos delante y con un simple vistazo puede ver todos los datos como radar, velocidad, polares y estado del viento sin tener que levantarse.

2.2.2. Cocina

La cocina se reduce a la mínima expresión, esta consiste en un fogón portátil con un cardan que corrige el movimiento del barco en navegación. Este tipo de veleros se diseñan para navegar de tres meses sin tocar tierra por lo que a bordo se lleva comida deshidratada o liofilizada; lo único que necesitan los patrones es algo con lo que calentar agua y un recipiente donde añadirla a la comida para que se hidrate y sea comestible. De esta forma la cocina se sitúa en un lugar cómodo para el patrón, variando su posición en cada embarcación atendiendo a las preferencias de cada uno de ellos. Aquí se ha decidido instalarla cerca de la entrada.

Otro aspecto importante es el almacenamiento de dicha comida liofilizada. La embarcación *Cheminées Poujoulat*, patroneada por *Bernard Stamm* y diseñada por *Juan Kouyoumdjian* tiene un original sistema para trasladar su peso y así optimizar la navegación al máximo. Este sistema consiste en un carril ovalado que va por el interior de la cabina de una banda a otra, de modo que con un pequeño aparejo el patrón puede trasladar toda la comida. Este traslado de peso a barlovento ayuda sin duda a optimizar la navegación y es una práctica habitual de la mayoría de veleros oceánicos que participan en regatas muy igualadas. En la fig 3.7. se aprecia dicho sistema, del raíl cuelgan unas bolsas textiles en donde se almacena la comida.

2.2.3. Literas

La clase obliga a llevar dos literas, por lo que sitúan a cada banda del compartimento estanco número cuatro. Sin embargo como se ha comentado anteriormente en la práctica los patrones hacen ciclos de sueño que consisten en conseguir al final del día una duración total aceptable de sueño acumulado. No es factible pensar en ciclos de sueño seguidos de 6 o 7 horas ya que si se quiere alcanzar un alto rendimiento en la embarcación se tienen que ir modificando las velas continuamente debido a la variabilidad de las condiciones meteorológicas. Por ello en la práctica estas literas se usan más para almacenar distintos pertrechos que para dormir.

En la siguiente imagen se aprecia la cocina, la entrada a la cabina, la “mesa de cartas” giratoria con la posición de los aparatos y las dos literas.

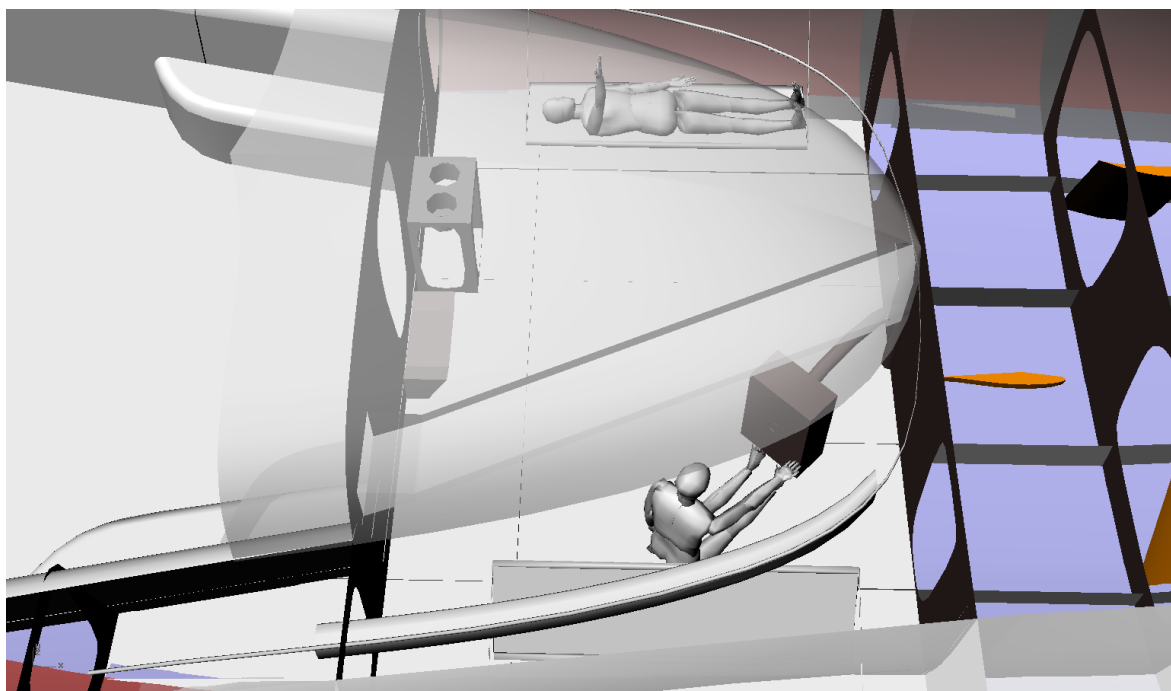


Fig. 3.7. Disposición de la habitación

2.2.4. Agua dulce

La regla IMOCA especifica que para regatas de más de 5000 millas se deben de instalar dos potabilizadoras que puedan ser operadas manual y automáticamente. Además especifica que es responsabilidad el patrón asegurar que hay suficiente agua potable disponible por persona y día. Para hacer un cálculo aproximado de la cantidad de agua dulce que se va a llevar a bordo por seguridad se va a recurrir a la normativa de la ISAF (International Sailing Federation) sobre la navegación oceánica en categoría cero. Como categoría cero la ISAF entiende lo siguiente:

“Regatas transoceánicas, incluyendo regatas que pasen por áreas en las que la temperatura del aire o del mar se prevén que sean menores de 5 grados Celsius, donde los yates deben de ser completamente autosuficientes por largos periodos de tiempo, con capacidad para soportar fuertes tormentas y preparados para sobrellevar fuertes emergencias sin la posibilidad de recibir ayuda exterior.”

Como se ve la clase IMOCA en sus regatas alrededor del mundo pertenece a esta categoría. Para esta categoría la ISAF obliga a las siguientes normas:

3.21.2 AGUA DULCE

a) Cada barco debe tener instalado el equipo necesario (que puede incluir potabilizadoras y tanques de agua) permanentemente instalado para suministrar al menos 3 litros de agua potable por persona y día que se estime dure la competición.

3.21.3 AGUA DULCE DE EMERGENCIA

b) En ausencia de una potabilizadora mecánica, se contará con al menos 1 l por persona y día en, al menos, dos tanques separados, durante toda la duración estimada de la regata.

c) Si se dispone de una potabilizadora mecánica a bordo, se almacenará al menos 0.5 l por persona y día en dos tanques separados, durante la duración estimada de la regata.

Como en la clase IMOCA también se realizan competiciones a dos, se debe de prever la cantidad necesaria de agua para dos personas y como se disponen de dos potabilizadoras mecánicas se dimensionan los tanques atendiendo a la norma 3.21.3/c, es decir, 0.5 l por persona y día. Contando con una duración media de unos 100 días y para dos personas se debería de tener una capacidad para 100 litros de agua dulce de reserva. Esta se almacena, en principio, en dos tanques de 50 litros, simétricos respecto a crujía, en el fondo y justo a proa de la varenga C5. Como esta agua es para emergencias se debe de situar otro tanque de almacenaje de agua dulce de consumo diario; este tanque se irá rellenando con la potabilizadora y tendrá unos 15 litros. Este tanque se sitúa a continuación del de emergencia.

3. Disposición de la cubierta

Al igual que la disposición interior la distribución de la cubierta va muy relacionada con la experiencia del patrón y sus gustos. Cosas que para un patrón son las más idóneas para otro pueden ser mejorables, es por lo tanto difícil intentar generalizar una distribución que sea la más adecuada. Sin embargo se ha intentado hacer dicha distribución basándola en los diseños más recientes y ganadores. A estas alturas del proyecto como distribución de cubierta se hace referencia únicamente a la distribución de la bañera, es decir, piano, situación de winches, carro de la mayor, cañas del timón, etc.

3.1. Piano

En cuanto al piano conviene que este situado de forma que sea cómoda su manipulación cuando se navega en todo tipo de condiciones, esto requiere que esté lo más resguardado posible. Además deben de evitarse reenvíos y cambios de ángulo muy grandes ya que se van a crear esfuerzos excesivos en más zonas de la cubierta y va a costar más su manipulación. Es por esto que es muy habitual que los cabos pasen por un compartimento estanco por el interior de la cabina y vayan directamente a la zona de trabajo de la bañera. Hay otra opción usada en alguna ocasión que es la de separar en dos la cabina y situar un piano justo en medio, algo muy útil ya que también permite un paso hacia proa por esta abertura. Sin embargo en este proyecto y siguiendo los últimos diseños se ha decidido por una cabina sin dividir. Esto permite que haya una única escotilla de entrada, algo que es muy acertado para la seguridad porque hay una abertura menos por la que en un momento dado pudiera entrar agua. Al no dividir la cabina se sitúa un único piano a estribor de la bañera, creándose el compartimento estanco que atraviesa la cabina para evitar reenvíos y rozamientos excesivos.

3.2. Winches

Se sitúan cuatro winches para manejar la vela mayor, las de proa y los backstays. Y uno adicional para el manejo de los cabos de piano. Además se sitúa un pedestal que sirve para accionar los cuatro winches de la jarcia de labor y así facilitar y optimizar las maniobras. Al tratarse de una embarcación para navegaciones de larga duración en solitario y a dos es muy importante facilitar la labor de trimado de velas ya que si no se pueden generar lesiones o incomodidades que reduzcan el rendimiento de la embarcación.

3.3. Cañas de los timones

Una vez más esto es algo que depende mucho de los gustos de cada patrón. Hay una amplia variedad de opciones ya que se puede variar su posición y forma; la mayoría de los patrones optan por llevar un sistema de dos cañas extensibles, y otros por timones clásicos redondos pegados a la cabina. Los dos sistemas tienen sus ventajas e inconvenientes sin embargo es un hecho que la opción de llevar cañas simplifica mucho el sistema de gobierno y permite trabajar mejor al piloto automático, algo esencial ya que si trabaja con menores cargas necesita un menor consumo de energía. En este tipo de embarcaciones cuanto más se simplifiquen las cosas mejor ya que son muy habituales las roturas y como es lógico cuanto más complicado sea un sistema más complicada es su reparación. En este caso se ha optado por un sistema doble de cañas extensibles que se sitúan justo detrás del pedestal. En la posición de las cañas también hay bastantes diferencias que varían de una embarcación a otra, por ejemplo el ganador de la edición de 2012 de la Vendée Globe, François Gabart las prefiere muy pegadas al pedestal de modo que cuando vira puede sostener con las piernas el timón y al mismo tiempo estar cazando la vela por medio del pedestal.

3.4. Carro de la mayor

Para el carro de la mayor también hay diferentes opciones, los hay rectos y curvos, retrasados hasta la popa o adelantados hasta la mitad de la bañera. Cuanto más retrasados estén más curvos deben de ser. Una característica de este tipo de veleros es que no tienen trapa, esto hace que simplifique la maniobra y se eviten cargas excesivas en el palo y botavara pero tiene el inconveniente de que en rumbos portantes tiene que poder trabajar la escota de forma efectiva. Esto se soluciona situando también un carro en la misma botavara para que en estos rumbos se pueda cambiar la posición de la escota para que la mayor trabaje prácticamente vertical. Últimamente ha habido un cambio notable en el diseño del carro de la mayor debido a que cada vez se alcanzan mayores velocidades. Esto provoca que el ángulo de viento aparente sea menor, lo que se traduce en que no navegan en rumbos de popa cerrada, sino más bien en rumbos de través a un largo. También depende de la forma de navegar de cada patrón, por ejemplo si un patrón junto al diseñador han apostado por un tipo de velas pensadas para rumbos portantes pero que se acercan mucho a rumbos de través su carril de la mayor no tiene por qué ser demasiado curvo ya que la botavara rara vez se abrirá demasiado.

En este proyecto se ha decidido poner un carril un poco curvado, dejando un espacio detrás para el aparejo de los timones y para el equipo de comunicaciones.

A continuación se muestra dos imágenes para una mejor comprensión de la distribución comentada en los párrafos anteriores.



Fig. 3.8. Reparto de espacios en la bañera vista 1

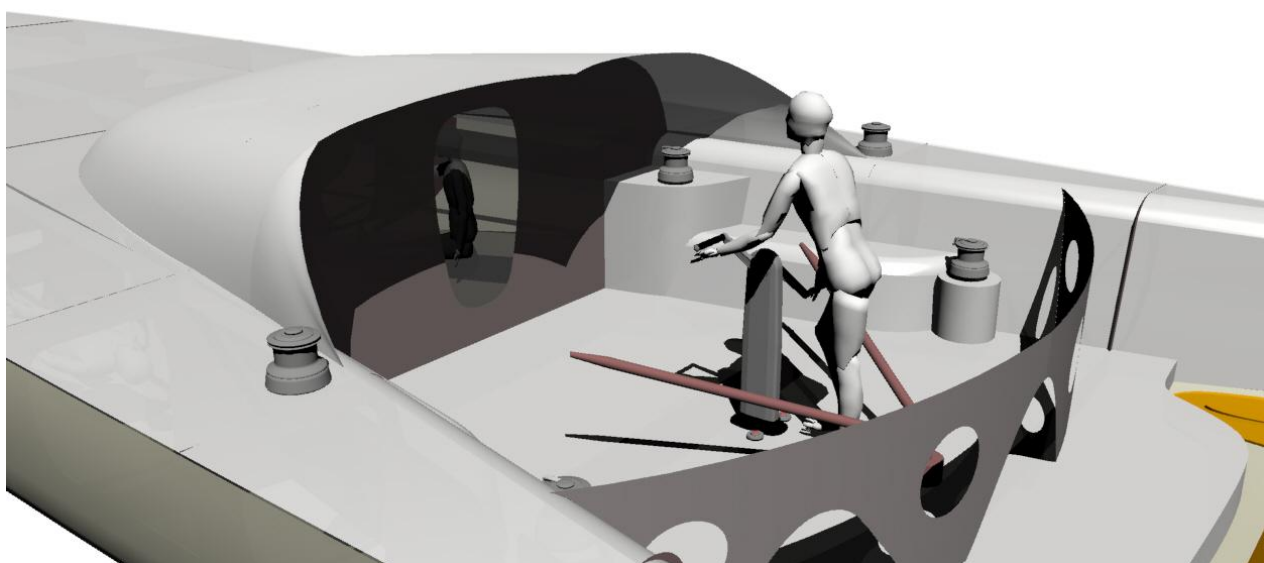


Fig. 3.9. Reparto de espacios en la bañera vista 2

4. Bibliografía

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION Open 60' ISAF International Class. "Class Rules 2012"

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) "Principles of Yacht Design" 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

MCNEEL R & Associates "Manual de formación de Rhinoceros v5.0"

<http://www.juanyachtdesign.com/>

www.guillaumeverdier.com

www.safran-sailingteam.com

<http://www.macifcourseaularge.com/macif-60/bateau>

<http://apps.harken.com/assetgallery/>

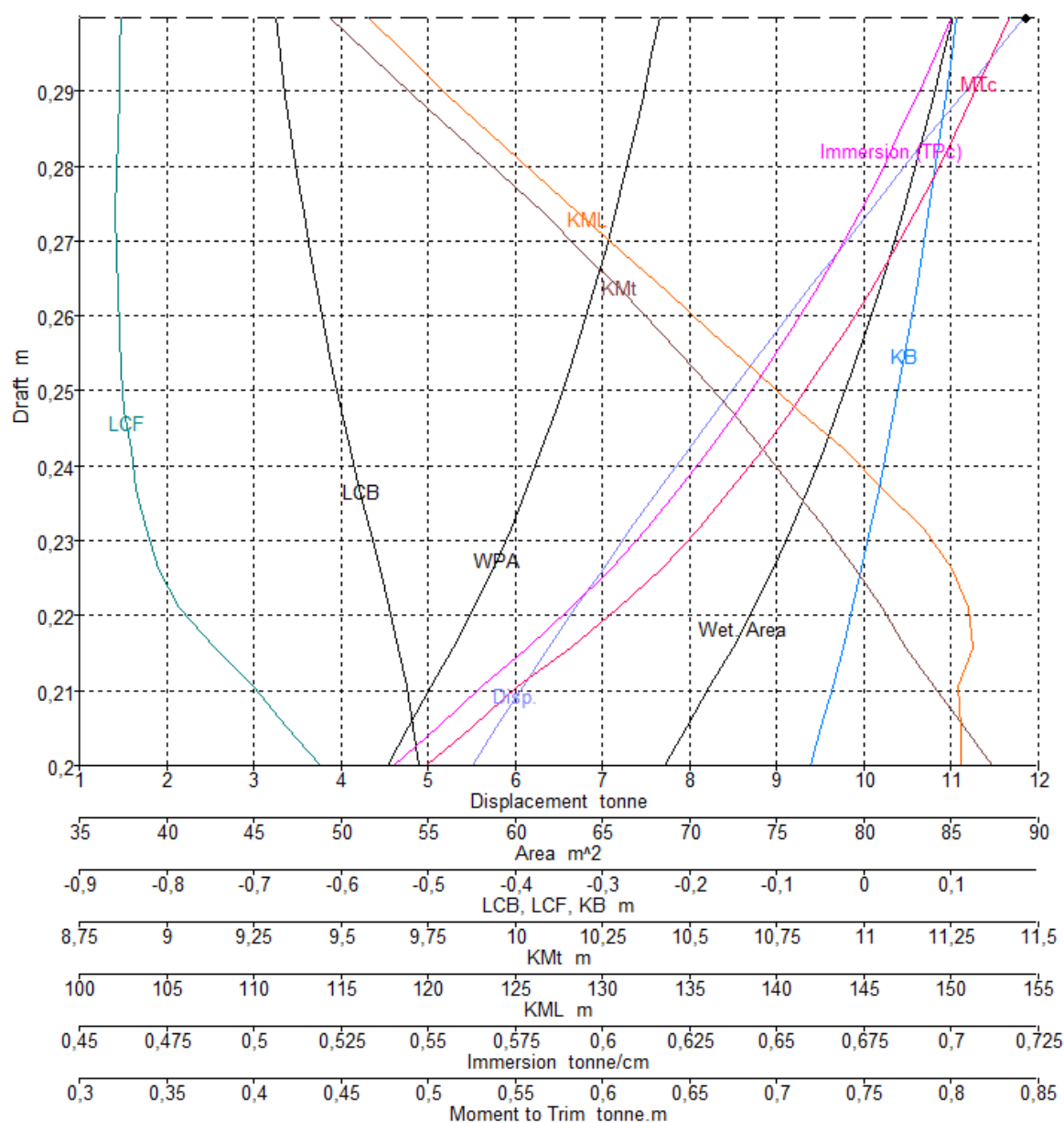
Índice

1. Características hidrostáticas	1
1.1. Casco con apéndices	1
1.2. Casco sin apéndices	3
2. Curvas KN de la carena con apéndices	5
3. Curvas de estabilidad a grandes ángulos	7
4. Bibliografía	9

1. Características hidrostáticas

1.1. Casco con apéndices

A continuación se calculan con el programa *Hidromax* las características hidrostáticas con el barco adrizado con y sin apéndices y se varía el calado desde 0.2 m a 0.3 m. Se presentan las curvas y las tablas correspondientes a cada caso.



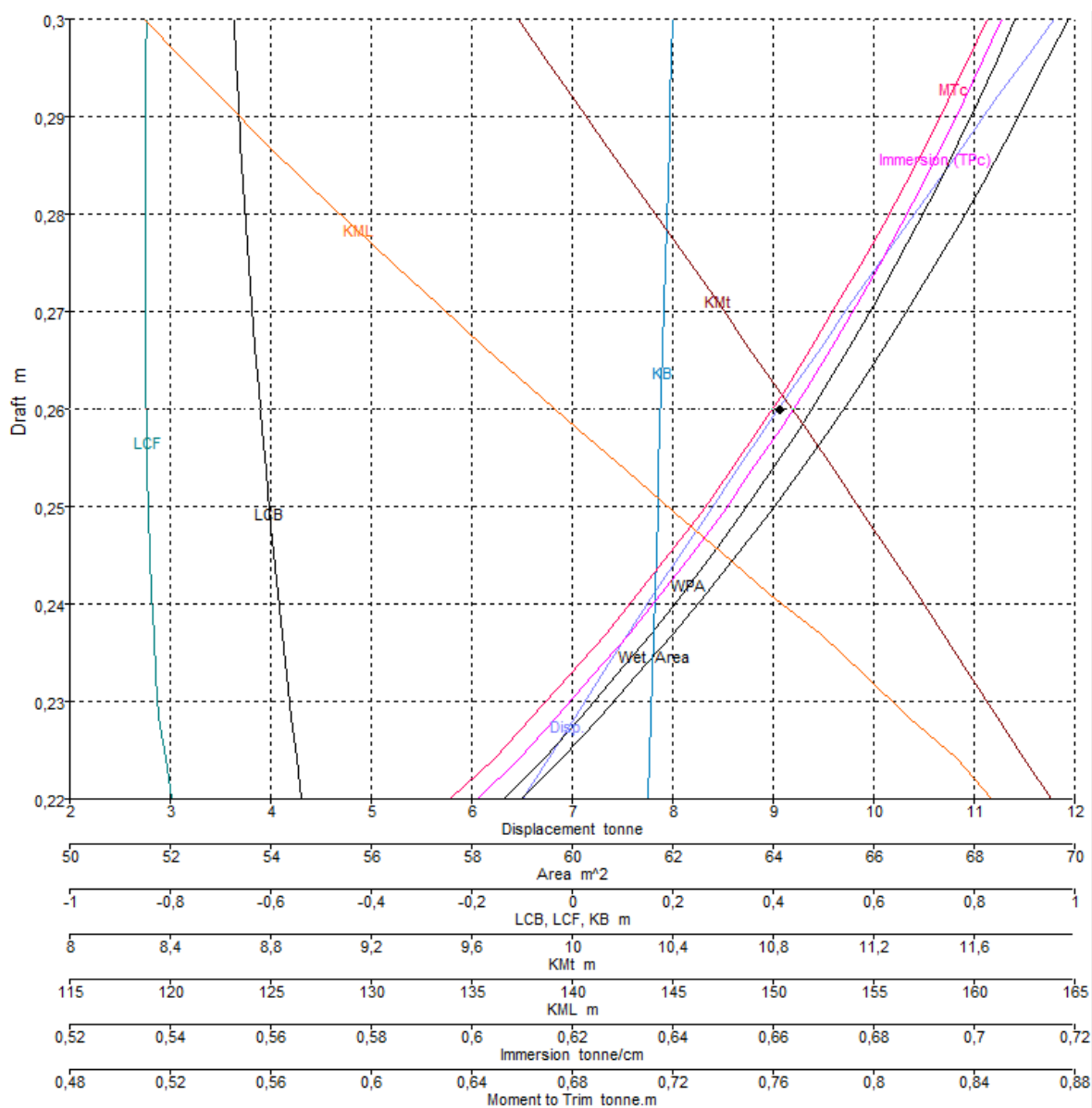
Gráfica 4.1. Características hidrostáticas del casco con los apéndices

Draft amidship (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Desplazamiento (t)	6,63	6,88	7,13	7,39	7,65	7,91	8,18	8,45	8,72	9	9,27	9,55	9,83	10,12	10,4	10,69	10,98	11,27	11,56	11,85
Ángulo de escora (grados)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Calado en la Ppr (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Calado en la Ppp (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Calado en LCF (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Trimado (m)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Eslora mojada (m)	16,241	16,313	16,382	16,449	16,514	16,577	16,637	16,696	16,753	16,807	16,86	16,911	16,962	17,011	17,06	17,107	17,154	17,2	17,244	17,288
Manga mojada (m)	4,425	4,454	4,481	4,509	4,537	4,564	4,592	4,618	4,642	4,667	4,691	4,715	4,737	4,759	4,78	4,801	4,821	4,841	4,86	4,878
Área mojada m^2	73,428	74,356	75,21	75,987	76,75	77,483	78,167	78,84	79,482	80,098	80,697	81,271	81,818	82,346	82,848	83,325	83,783	84,23	84,672	85,097
Área de flotación m^2	57,438	58,338	59,16	59,903	60,63	61,326	61,97	62,603	63,204	63,777	64,332	64,86	65,36	65,84	66,293	66,72	67,128	67,527	67,921	68,296
Coef. prismático	0,409	0,415	0,42	0,426	0,431	0,437	0,442	0,447	0,452	0,457	0,462	0,467	0,471	0,476	0,48	0,484	0,488	0,492	0,496	0,5
Coef. bloque	0,021	0,022	0,022	0,023	0,023	0,024	0,024	0,025	0,025	0,026	0,027	0,027	0,028	0,028	0,029	0,029	0,03	0,03	0,031	0,032
Coef. de la maestra	0,053	0,053	0,054	0,055	0,055	0,056	0,057	0,057	0,058	0,058	0,059	0,06	0,06	0,061	0,062	0,062	0,063	0,064	0,064	0,065
Coef. de flotación	0,799	0,803	0,806	0,808	0,809	0,81	0,811	0,812	0,813	0,813	0,813	0,813	0,813	0,813	0,813	0,812	0,812	0,811	0,81	0,81
LCB (m)	-0,542	-0,551	-0,56	-0,569	-0,578	-0,587	-0,595	-0,603	-0,611	-0,618	-0,625	-0,632	-0,638	-0,644	-0,65	-0,656	-0,661	-0,666	-0,671	-0,675
LCF (m)	-0,774	-0,801	-0,815	-0,829	-0,835	-0,84	-0,847	-0,85	-0,852	-0,854	-0,856	-0,857	-0,858	-0,859	-0,858	-0,856	-0,854	-0,854	-0,853	-0,853
KB (m)	-0,016	-0,007	0,001	0,009	0,017	0,024	0,031	0,038	0,045	0,051	0,058	0,064	0,07	0,075	0,081	0,086	0,091	0,096	0,101	0,106
KG (m)	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84
BMt (m)	11,08	11,016	10,942	10,863	10,783	10,705	10,625	10,541	10,453	10,363	10,272	10,178	10,08	9,982	9,878	9,771	9,663	9,56	9,457	9,355
BML(m)	151,39	150,63	149,452	147,72	146,07	144,285	142,18	140,23	138,219	136,18	134,16	132,15	130,12	128,068	126,045	124,026	122,022	120,064	118,233	116,41
GMt (m)	11,905	11,849	11,783	11,712	11,64	11,569	11,496	11,42	11,338	11,254	11,17	11,081	10,989	10,897	10,799	10,697	10,594	10,497	10,399	10,301
GML (m)	152,214	151,46	150,293	148,57	146,93	145,149	143,05	141,1	139,104	137,07	135,06	133,05	131,03	128,983	126,966	124,952	122,953	121,001	119,175	117,35
KMt (m)	11,065	11,009	10,943	10,872	10,8	10,729	10,656	10,58	10,498	10,414	10,33	10,241	10,149	10,057	9,959	9,857	9,754	9,657	9,559	9,461
KML (m)	151,374	150,62	149,453	147,73	146,09	144,309	142,21	140,26	138,264	136,23	134,22	132,21	130,19	128,143	126,126	124,112	122,113	120,161	118,335	116,51
TPc (t/cm)	0,589	0,598	0,607	0,614	0,622	0,629	0,635	0,642	0,648	0,654	0,66	0,665	0,67	0,675	0,68	0,684	0,688	0,692	0,696	0,7
MTc (t-m)	0,605	0,624	0,642	0,658	0,674	0,688	0,701	0,714	0,727	0,739	0,75	0,761	0,772	0,782	0,791	0,8	0,809	0,817	0,825	0,833
Momento adrizante a 1 grado (GMt-Desp-sin(1)) (t-m)	1,378	1,423	1,467	1,511	1,554	1,598	1,641	1,684	1,726	1,767	1,808	1,847	1,886	1,924	1,96	1,995	2,03	2,064	2,098	2,131
Máx. inclinación de la cubierta (grados)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ángulo de trimado (grados)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 4.1. Características hidrostáticas del casco con los apéndices

1.2. Casco sin apéndices

A continuación se muestran los cálculos correspondientes a la carena sin apéndices.



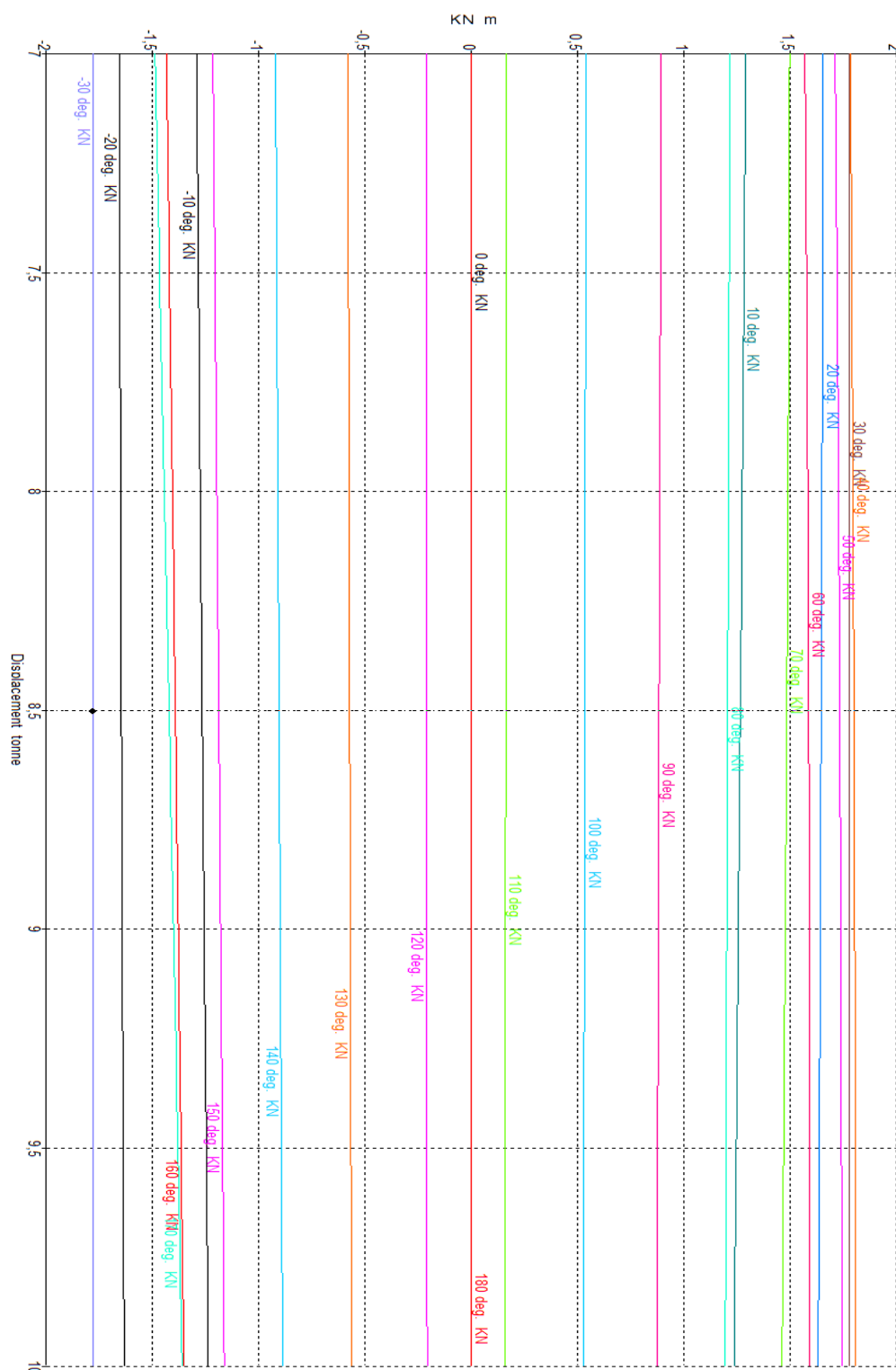
Gráfica 4.2. Características hidrostáticas del casco sin los apéndices

Draft amidship (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Desplazamiento (t)	6,51	6,77	7,03	7,29	7,55	7,82	8,09	8,36	8,64	8,91	9,19	9,47	9,76	10,04	10,33	10,62	10,91	11,21	11,5	11,8
Ángulo de escora (grados)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Calado en la Ppr (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Calado en la Ppp (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Calado en LCF (m)	0,22	0,224	0,228	0,233	0,237	0,241	0,245	0,249	0,254	0,258	0,262	0,266	0,271	0,275	0,279	0,283	0,287	0,292	0,296	0,3
Trimado (m)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Eslora mojada (m)	16,343	16,411	16,477	16,541	16,603	16,663	16,72	16,776	16,83	16,882	16,933	16,983	17,032	17,08	17,127	17,174	17,219	17,263	17,306	17,348
Manga mojada (m)	4,466	4,493	4,521	4,549	4,576	4,604	4,629	4,653	4,677	4,701	4,724	4,746	4,768	4,789	4,809	4,83	4,849	4,868	4,886	4,905
Área mojada m^2	58,972	59,802	60,546	61,286	62,005	62,667	63,32	63,943	64,542	65,121	65,675	66,204	66,722	67,218	67,698	68,165	68,608	69,042	69,464	69,874
Área de flotación m^2	58,643	59,448	60,165	60,876	61,565	62,196	62,81	63,404	63,967	64,509	65,024	65,514	65,99	66,443	66,879	67,3	67,696	68,082	68,453	68,812
Coef. prismático	0,595	0,599	0,602	0,605	0,609	0,612	0,615	0,618	0,621	0,623	0,626	0,629	0,631	0,634	0,636	0,638	0,64	0,642	0,644	0,646
Coef. bloque	0,454	0,457	0,46	0,463	0,465	0,468	0,47	0,473	0,475	0,477	0,48	0,482	0,484	0,486	0,488	0,49	0,492	0,494	0,496	0,498
Coef. de la maestra	0,768	0,768	0,769	0,769	0,77	0,77	0,77	0,771	0,772	0,772	0,773	0,773	0,774	0,775	0,776	0,776	0,777	0,778	0,779	0,78
Coef. de flotación	0,804	0,806	0,808	0,809	0,81	0,811	0,812	0,812	0,813	0,813	0,813	0,813	0,813	0,812	0,812	0,811	0,811	0,81	0,809	0,809
LCB (m)	-0,539	-0,548	-0,558	-0,568	-0,577	-0,586	-0,594	-0,602	-0,61	-0,617	-0,624	-0,631	-0,637	-0,643	-0,649	-0,654	-0,66	-0,665	-0,669	-0,674
LCF (m)	-0,798	-0,809	-0,822	-0,828	-0,832	-0,838	-0,841	-0,843	-0,845	-0,847	-0,848	-0,849	-0,85	-0,85	-0,85	-0,849	-0,85	-0,849	-0,848	-0,847
KB (m)	0,151	0,154	0,157	0,159	0,162	0,164	0,167	0,17	0,172	0,175	0,177	0,18	0,183	0,185	0,188	0,19	0,193	0,195	0,198	0,2
KG (m)	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84	-0,84
BMt (m)	11,757	11,646	11,534	11,425	11,317	11,21	11,1	10,985	10,872	10,759	10,641	10,523	10,407	10,288	10,169	10,052	9,934	9,816	9,699	9,583
BML(m)	160,7	158,999	156,61	154,42	152,22	149,65	147,3	144,9	142,5	140,143	137,81	135,45	133,19	130,96	128,78	126,65	124,5	122,47	120,46	118,51
GMt (m)	12,748	12,64	12,531	12,424	12,319	12,215	12,11	11,995	11,885	11,774	11,659	11,544	11,429	11,313	11,197	11,082	10,967	10,851	10,737	10,623
GML (m)	161,69	159,993	157,6	155,42	153,22	150,65	148,3	145,91	143,51	141,158	138,83	136,47	134,22	131,98	129,81	127,68	125,53	123,5	121,49	119,55
KMt (m)	11,908	11,8	11,691	11,584	11,479	11,375	11,27	11,155	11,045	10,934	10,819	10,704	10,589	10,473	10,357	10,242	10,127	10,011	9,897	9,783
KML (m)	160,85	159,153	156,76	154,58	152,38	149,81	147,4	145,07	142,67	140,318	137,99	135,63	133,38	131,14	128,97	126,84	124,69	122,66	120,65	118,71
TPc (t/cm)	0,601	0,609	0,617	0,624	0,631	0,638	0,644	0,65	0,656	0,661	0,667	0,672	0,677	0,681	0,686	0,69	0,694	0,698	0,702	0,705
MTc (t-m)	0,631	0,649	0,664	0,679	0,694	0,706	0,719	0,731	0,743	0,754	0,765	0,775	0,785	0,795	0,804	0,813	0,821	0,83	0,838	0,845
Momento adrizante a 1 grado (GMt-Desp-sin(1)) (t-m)	1,449	1,493	1,537	1,58	1,624	1,667	1,709	1,75	1,791	1,831	1,87	1,909	1,947	1,983	2,019	2,054	2,089	2,122	2,155	2,187
Máx. inclinación de la cubierta (grados)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ángulo de trimado (grados)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 4.2. Características hidrostáticas del casco sin los apéndices

2. Curvas KN de la carena con apéndices

A continuación se muestran las curvas KN, variando los ángulos de 30 grados a babor hasta 180 a estribor y con desplazamientos que van desde los 7000 Kg hasta los 10000 Kg.



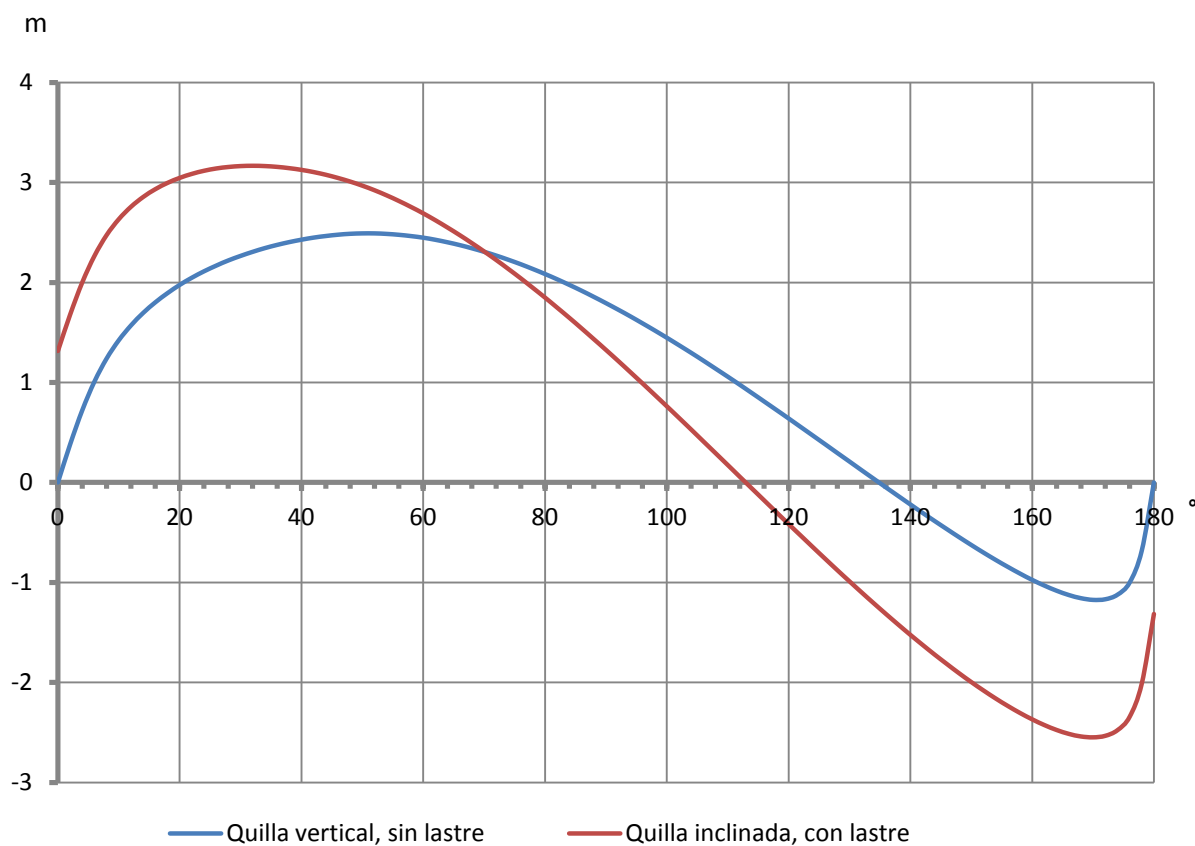
Gráfica 4.3. Curvas Kn de la carena con los apéndices

Valores de las curvas KN (m)																						
Despl. (t)	Babor				Estribor																	
	30	20	10	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
7	-1,776	-1,654	-1,291	0	1,292	1,655	1,776	1,783	1,711	1,57	1,497	1,217	0,894	0,541	0,165	-0,213	-0,58	-0,92	-1,215	-1,434	-1,489	0
7,13	-1,777	-1,654	-1,289	0	1,29	1,654	1,777	1,785	1,714	1,572	1,496	1,216	0,893	0,54	0,165	-0,213	-0,579	-0,919	-1,212	-1,43	-1,483	0
7,25	-1,777	-1,653	-1,287	0	1,288	1,654	1,778	1,786	1,716	1,574	1,496	1,215	0,892	0,539	0,165	-0,213	-0,578	-0,917	-1,21	-1,427	-1,477	0
7,38	-1,778	-1,653	-1,285	0	1,286	1,653	1,778	1,788	1,718	1,575	1,495	1,214	0,891	0,539	0,164	-0,213	-0,578	-0,916	-1,208	-1,423	-1,471	0
7,5	-1,778	-1,652	-1,283	0	1,284	1,653	1,779	1,79	1,72	1,577	1,494	1,213	0,89	0,538	0,164	-0,213	-0,577	-0,915	-1,205	-1,419	-1,465	0
7,63	-1,779	-1,651	-1,281	0	1,282	1,652	1,779	1,791	1,722	1,579	1,493	1,212	0,889	0,538	0,164	-0,213	-0,577	-0,913	-1,203	-1,416	-1,46	0
7,75	-1,779	-1,651	-1,279	0	1,279	1,651	1,779	1,793	1,724	1,58	1,492	1,211	0,888	0,537	0,163	-0,212	-0,576	-0,912	-1,201	-1,412	-1,454	0
7,88	-1,779	-1,65	-1,277	0	1,277	1,651	1,78	1,794	1,726	1,582	1,491	1,21	0,887	0,536	0,163	-0,212	-0,575	-0,911	-1,199	-1,409	-1,449	0
8	-1,779	-1,649	-1,274	0	1,275	1,65	1,78	1,795	1,728	1,583	1,49	1,209	0,887	0,536	0,163	-0,212	-0,575	-0,909	-1,196	-1,405	-1,443	0
8,13	-1,78	-1,648	-1,272	0	1,273	1,649	1,78	1,796	1,729	1,584	1,489	1,209	0,886	0,535	0,163	-0,212	-0,574	-0,908	-1,194	-1,401	-1,437	0
8,25	-1,78	-1,647	-1,27	0	1,271	1,648	1,78	1,798	1,731	1,585	1,487	1,208	0,885	0,535	0,163	-0,212	-0,573	-0,906	-1,192	-1,398	-1,432	0
8,38	-1,78	-1,647	-1,268	0	1,268	1,647	1,78	1,799	1,732	1,586	1,486	1,207	0,884	0,534	0,162	-0,212	-0,572	-0,905	-1,19	-1,395	-1,427	0
8,5	-1,78	-1,646	-1,265	0	1,266	1,646	1,78	1,8	1,733	1,587	1,484	1,206	0,883	0,534	0,162	-0,211	-0,572	-0,904	-1,187	-1,391	-1,421	0
8,63	-1,78	-1,645	-1,263	0	1,264	1,645	1,78	1,801	1,735	1,588	1,482	1,205	0,882	0,533	0,162	-0,211	-0,571	-0,902	-1,185	-1,388	-1,416	0
8,75	-1,78	-1,644	-1,261	0	1,261	1,644	1,78	1,802	1,736	1,589	1,481	1,204	0,882	0,533	0,162	-0,211	-0,57	-0,901	-1,183	-1,384	-1,411	0
8,88	-1,78	-1,643	-1,258	0	1,259	1,643	1,78	1,803	1,737	1,59	1,479	1,203	0,881	0,532	0,162	-0,21	-0,57	-0,9	-1,181	-1,381	-1,405	0
9	-1,78	-1,642	-1,256	0	1,256	1,642	1,78	1,804	1,738	1,59	1,477	1,202	0,88	0,532	0,162	-0,21	-0,569	-0,898	-1,178	-1,378	-1,4	0
9,13	-1,78	-1,64	-1,253	0	1,254	1,641	1,78	1,804	1,739	1,591	1,475	1,201	0,879	0,532	0,162	-0,21	-0,568	-0,897	-1,176	-1,375	-1,395	0
9,25	-1,78	-1,639	-1,251	0	1,251	1,64	1,78	1,805	1,74	1,591	1,473	1,2	0,879	0,531	0,162	-0,209	-0,567	-0,895	-1,174	-1,371	-1,39	0
9,38	-1,779	-1,638	-1,249	0	1,249	1,638	1,78	1,806	1,74	1,592	1,471	1,199	0,878	0,531	0,162	-0,209	-0,566	-0,894	-1,172	-1,368	-1,384	0
9,5	-1,779	-1,637	-1,246	0	1,247	1,637	1,779	1,806	1,741	1,592	1,469	1,198	0,877	0,53	0,162	-0,209	-0,565	-0,892	-1,17	-1,365	-1,379	0
9,63	-1,779	-1,636	-1,244	0	1,244	1,636	1,779	1,807	1,742	1,593	1,467	1,198	0,876	0,53	0,162	-0,208	-0,565	-0,891	-1,167	-1,361	-1,374	0
9,75	-1,779	-1,634	-1,241	0	1,242	1,635	1,779	1,808	1,742	1,593	1,465	1,197	0,876	0,53	0,162	-0,208	-0,564	-0,89	-1,165	-1,358	-1,369	0
9,88	-1,778	-1,633	-1,238	0	1,239	1,633	1,779	1,808	1,743	1,593	1,463	1,196	0,875	0,529	0,162	-0,207	-0,563	-0,888	-1,163	-1,355	-1,364	0
10	-1,778	-1,632	-1,236	0	1,236	1,632	1,778	1,809	1,743	1,594	1,461	1,195	0,874	0,529	0,162	-0,207	-0,562	-0,887	-1,161	-1,352	-1,359	0

Tabla 4.3. Valores de las curvas KN de la carena con apéndices

3. Curvas de estabilidad a grandes ángulos

Estas curvas se representaron y comentaron en el cuaderno 2, sin embargo se vuelven a presentar aquí las correspondientes a la quilla en posición vertical, y la correspondiente a la quilla inclinada.



Gráfica 4.4. Curvas de estabilidad a grandes ángulos

4. Bibliografía

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) "Principles of Yacht Design" 3ª Edición, Adlard
Coles Nautical, Londres.

International Monohull Open Class Association Open 60' ISAF. "Class Rules 2012"

PRADA A. "Estabilidad y comportamiento en la mar", Curso Avanzado de Diseño y
Tecnología de Yates, COIN, Barcelona 2011

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) "Principles of Yacht Design" 3ª Edición, Adlard
Coles Nautical, Londres.

Formation Design Systems. (2007) Hydromax version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user man

Índice

1. Configuración vélica	2
1.1 Dimensionamiento	3
1.1.1 Vela mayor	4
1.1.2 Velas de proa	5
1.1.3 Velas portantes	7
1.1.4 Polares	10
1.2 Coeficientes de las velas elegidas y centro vélico	14
2. Posicionamiento de los apéndices	17
2.1 Introducción	17
2.2 Posición del centro de resistencia lateral (CLR)	17
3 Elección del sistema propulsivo	21
4 Bibliografía	25

1. Configuración vélica

La configuración vélica de un velero es la que proporciona el empuje para poder avanzar, es por tanto su sistema propulsivo y la razón de ser del mismo. Los equipos de regatas gastan una gran cantidad de recursos y tiempo en la perfección de las velas para cada regata. Al igual que el casco las velas se seleccionan haciendo un estudio previo de los vientos dominantes que se va a encontrar la embarcación a lo largo del recorrido previsto. Las reglas IMOCA limitan a un máximo de 10 la cantidad de velas que se pueden llevar a bordo, de modo que es fácilmente entendible la importancia de su elección. En la edición de 2012 de la *Vendée Globe*, *François Gabart*, situó el record de distancia recorrida en 24 horas por un monocasco de 60 pies en 534.48 millas náuticas, a una velocidad media de 22.27 nudos. Este hecho fue bastante significativo ya que ese día supero al entonces líder *Banque Populaire* principalmente debido a una vela que no tenía su rival, cuyo casco era gemelo. El secretismo de esa vela era bastante fuerte ya que gran parte de su equipo no sabía cómo era. Este es un ejemplo más de la importancia de las velas cuando se está compitiendo al máximo nivel. Por otro lado la reglamentación de la clase IMOCA permite mucha libertad en el tamaño y forma de las velas que se quieran diseñar, por lo que aparte de limitar a un máximo de 10 velas y de especificar un máximo de 29 metros la altura del mástil, no hay nada más que impida al diseñador generar una u otra superficie.

El estudio del flujo a través de las velas y de la elección de una forma u otra ha sido en los últimos años un gran campo de investigación en multitud de estudios de diseño, de hecho es una ciencia en si misma donde existen empresas multinacionales que se dedican exclusivamente al desarrollo de nuevas velas, con nuevos materiales y con nuevas formas de elaboración. Aquí se va a hacer un análisis clásico de la configuración vélica ya que este proyecto se ha centrado en desarrollar la parte hidrodinámica en los primeros capítulos. Para su correcto diseño se debería de hacer un profundo estudio en CFDs de diferentes formas y superficies.

1.1 Dimensionamiento

Para el dimensionamiento de las velas se va a usar el programa *jSDN Yacht Designer* desarrollado por Humberto Martinez Barberá. Este es un programa muy completo de diseño que alberga tres módulos principales, uno de diseño de superficies NURBS, otro de cálculo hidrodinámico y un VPP (Velocity Prediction Program). Permite el libre modelado de velas, así como de todo tipo de superficies, pudiendo identificarlas como parte del casco, apéndices, jarcia, arboladura o velas. En el caso que se está tratando aquí se va a usar para desarrollar y optimizar la superficie vélica del velero, probando diferentes superficies y escogiendo la que más prestaciones genere.

En general este tipo de embarcaciones rondan un total de 300 m² de superficie vélica en ceñida y unos 600 m² en rumbos portantes. Hay pocos datos de la superficie de cada vela, la embarcación *Cheminées Paujulat* tiene una mayor de 170 m², y unas velas de proa, código cero, génova, foque, trinqueta y tormentín, que van desde los 20 m² (tormentín) a 180 m², además de los diferentes gennakers y spinnakers, con una superficie de entre 250 y 350 m². *Safran* por su parte tiene una mayor de 180 m², un gennaker de 285 m², foques que van desde los 90 a los 130 m², código cero de 180 m², spinnaker de 430 m² y gennaker de 285 m², además de un tormentín y una trinqueta de menor tamaño.

Una de las mayores utilidades que tiene el software *jSDN Designer*, es el solver y su optimizador, que elige la mejor combinación de velas, la superficie idónea en relación con las características hidrostáticas, la planicidad, curvatura idónea, escora y VMG, llegando a proponer una menor superficie (rizado de vela) para determinada combinación de rumbo e intensidad de viento.

Ya que este tipo de velero tiene la peculiaridad de poseer una quilla pivotante sería un error no tenerla en cuenta para realizar el cálculo de la superficie vélica, sin embargo esto amplía el tiempo de cálculo ya que no hay una forma automatizada de que el programa busque la mejor combinación de lastres y quilla para cada rumbo. Es por ello que para el cálculo de las velas de proa se va a dividir en dos fases, una con la quilla y lastres en su posición donde generen un mayor par adrizante, que será útil para rumbos de ceñida, otra con la quilla vertical y sin lastres y una intermedia. Este cálculo es orientativo ya que en realidad se debería de hacer un cálculo exhaustivo para cada combinación de lastres y quilla y ver de esta forma cuál es la vela que más se adapta a cada rumbo e intensidad de viento.

La forma de proceder va a consistir en diseñar cinco mayores para escoger la que mejor sustentación y menor resistencia tenga, a continuación con dicha mayor se escogerán una a una las velas de proa, (génova, foque), y después un gennaker, siguiendo el mismo proceso que con la vela mayor. El mayor rendimiento de cada una de las velas se puede comprobar midiendo directamente los coeficientes de resistencia y empuje y a través de las polares que ofrece el software *jSDN Designer*.

1.1.1. Vela mayor

Para escoger la forma de las cinco diferentes mayores que se van a probar se va a empezar con un corte de vela moderno, de forma rectangular, poco curvada, para ir disminuyendo y aumentando su superficie en torno a los 180 m², que es el dato de referencia que se tiene. A continuación se muestran las distintas mayores ensayadas, junto a la tabla donde se describen sus medidas.

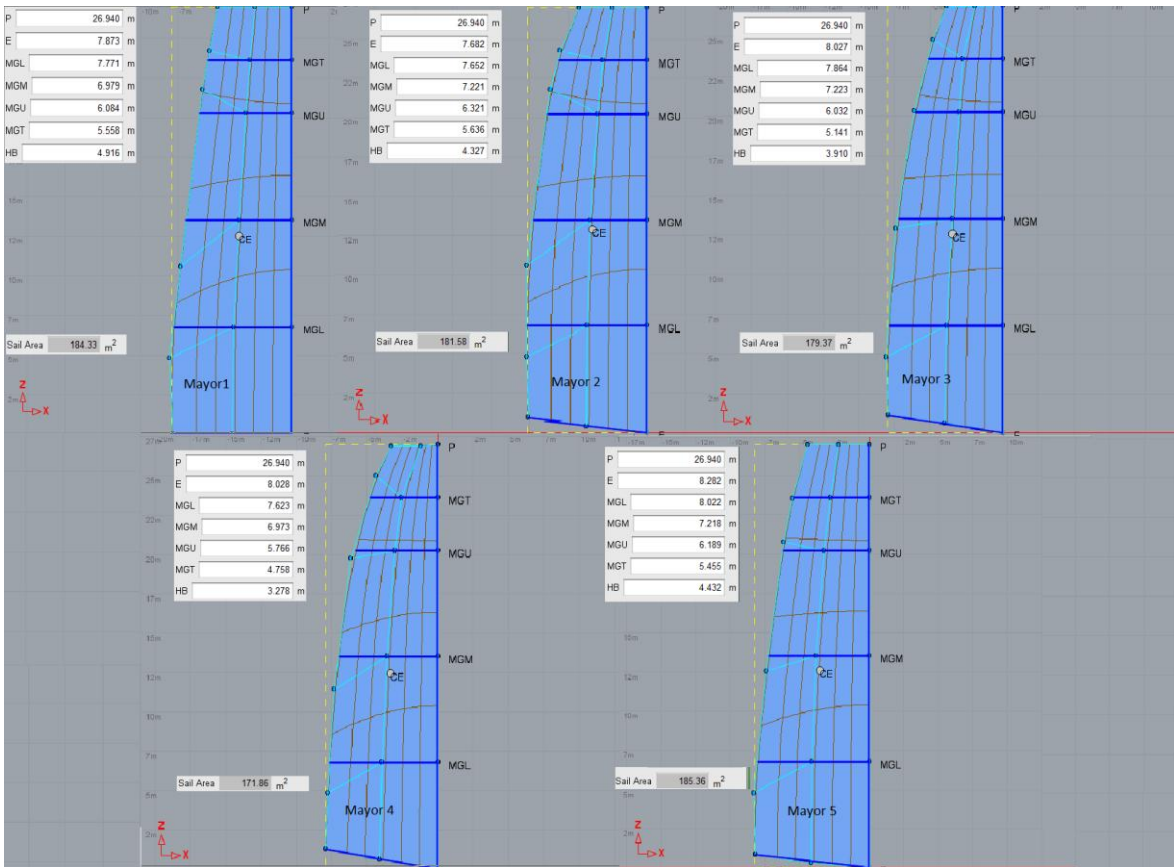


Fig. 5.1. Forma de los cinco modelos de velas mayores

Mayores	Número	P	E	HB	MGT	MGU	MGM	MGL	Superficie
	1	26,94	7,873	4,916	5,556	6,089	6,98	7,734	180,3
	2	26,94	7,682	4,327	5,636	6,321	7,22	7,652	181,58
	3	26,94	8,027	3,91	5,141	6,032	7,22	7,864	179,37
	4	26,94	8,028	3,278	4,758	5,766	6,97	7,623	171,86
	5	26,94	8,282	4,432	5,455	6,189	7,22	8,022	185,36

Tabla 5.1. Dimensiones de los 5 modelos de velas mayores

Prácticamente los cambios hechos en la forma y el tamaño de las diferentes opciones no han hecho variar demasiado los resultados, esto es debido a que las formas son bastante similares y seguramente el código de cálculo no llegue a detectar cambios tan pequeños. Se han probado formas más triangulares y se ven perjudicadas en los

resultados finales, es por eso que las velas tienen una forma más cuadrangular. Se han considerado como fijos la altura “P” de la vela y el área se ha dejado en torno a los 170 y 190 m², por lo que las opciones de diseño se reducen considerablemente. Se ha ido modificando la baluma de forma que fuese más recta o más curvada y se han probado diferentes anchuras de vela a lo largo del grátil.

1.1.2. Velas de proa

Aquí se van a denominar como velas de proa aquellas que sirven principalmente para rumbos de proa y través cerrado, esto es, con un rumbo de viento de entre 15 y 60 grados respecto a la proa. Para su elección se tienen en cuenta las prestaciones que ofrecen en estos rumbos, ya que para los rumbos más abiertos se van a disponer de otras velas.

Se trata de elegir un paquete básico de velas de proa, entre las que están un génova, un foque y un gennaker. En realidad este tipo de veleros llevan diferentes velas a bordo, cuyo número puede llegar hasta 10 según el reglamento. Por ello llevan diferentes velas de proa, con diferentes superficies vélicas y grosores, las más grandes y livianas para vientos suaves, y las más pequeñas y pesadas para vientos fuertes.

De forma similar a la elección de la vela mayor se ha tratado de escoger el génova y el foque que mejor se adapta a la mayor escogida y que da unas mayores prestaciones. Se ha variado en los diez modelos tanto la superficie vélica como los valores máximos de pujamen, baluma y grátil. Al variar el grátil del génova se varía también la forma de fraccionar el aparejo, esto es interesante ya que en la flota actual de IMOCA Open 60 hay diferentes opciones, variando prácticamente en cada velero.

A continuación se muestran los diferentes génavas, foques y sus características, resaltándose en naranja las velas elegidas:

Velas de Proa	Génavas	Número	LPG	JGM	JGU	JH	JL	Superficie vélica (m ²)
		1	10,089	5,844	2,984	0	28,9	149,07
		2	10,944	6,38	3,138	0	29	158,33
		3	10,249	5,853	2,871	0	27,45	138,27
		4	10,685	6,224	3,104	0	27,53	147,51
		5	10,793	6,45	3,284	0	27,22	147,36
	Foques	1	6,523	3,524	1,749	0	22,77	74,58
		2	7,165	3,916	1,89	0	22,91	80,47
		3	7,254	4,104	2,038	0	23,77	87,11
		4	6,826	3,96	2,026	0	21,17	73,69
		5	7,377	4,186	2,122	0	23,22	85,95

Tabla 5.2. Medidas de las diferentes modelos de velas de proa

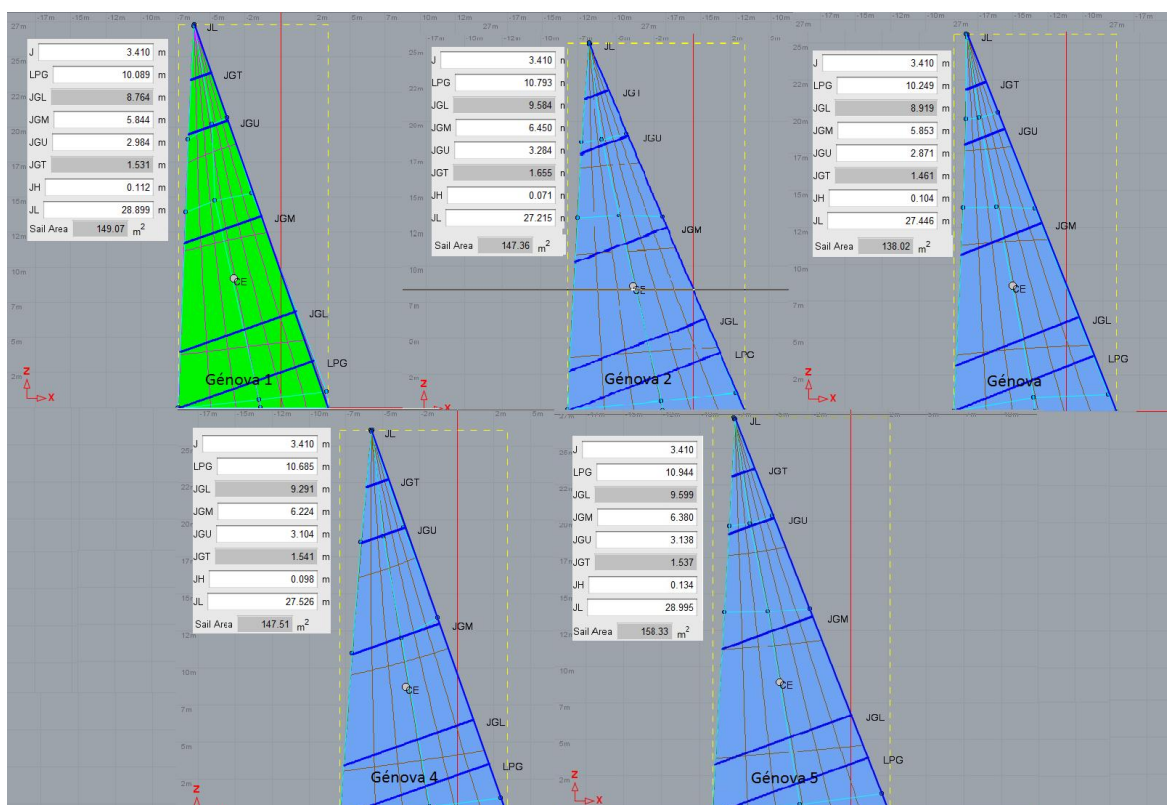


Fig. 5.2. Forma de los cinco modelos de génova

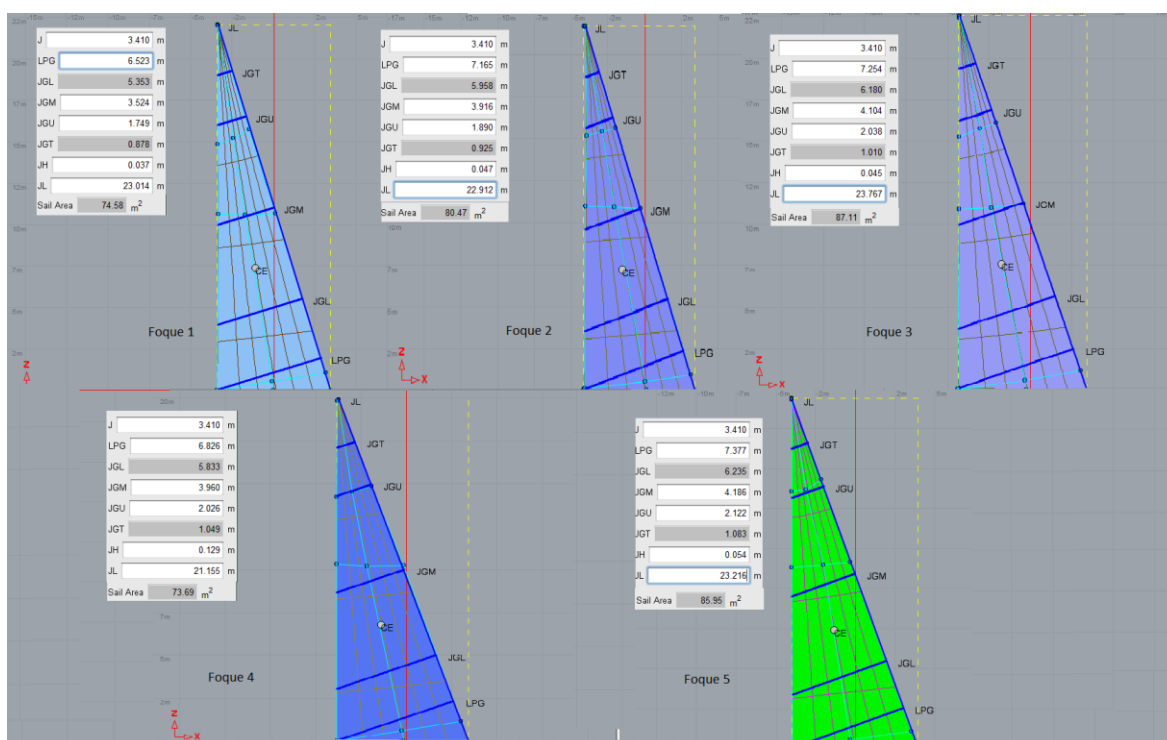


Fig. 5.3. Forma de los cinco modelos de foque

1.1.3 Velas portantes

Como se ha comentado anteriormente en los veleros de competición se suele llevar un dispensario bastante amplio de velas, que se izan dependiendo de la intensidad y rumbo del viento en relación al barco. Como velas portantes se denominan a los gennakers (velas asimétricas) y spinnakers (velas simétricas). Los primeros se han hecho muy comunes en los últimos años debido a una mayor sencillez de maniobra y a la inclusión de los botalones. Normalmente estos veleros llevan velas simétricas y asimétricas, sin embargo en este estudio se va a estudiar únicamente la vela asimétrica gennaker, debido a que es la más común. Esta vela suele estar entre los 290 y los 350 m² en la flota actual.

Portantes	Asimétrico	Número	SLU	SLE	AMG	ASF	Sup. vélica (m ²)
		1	29,761	24,887	14,791	16,502	337,22
		2	29,078	24,347	14,246	16,184	339,13
		3	29,078	24,632	14,137	14,292	319,01
		4	29,078	26,368	14,59	16,772	356,27
		5	29,761	24,887	14,791	16,502	337,22

Tabla 5.3. Medidas de los diferentes modelos de velas portantes

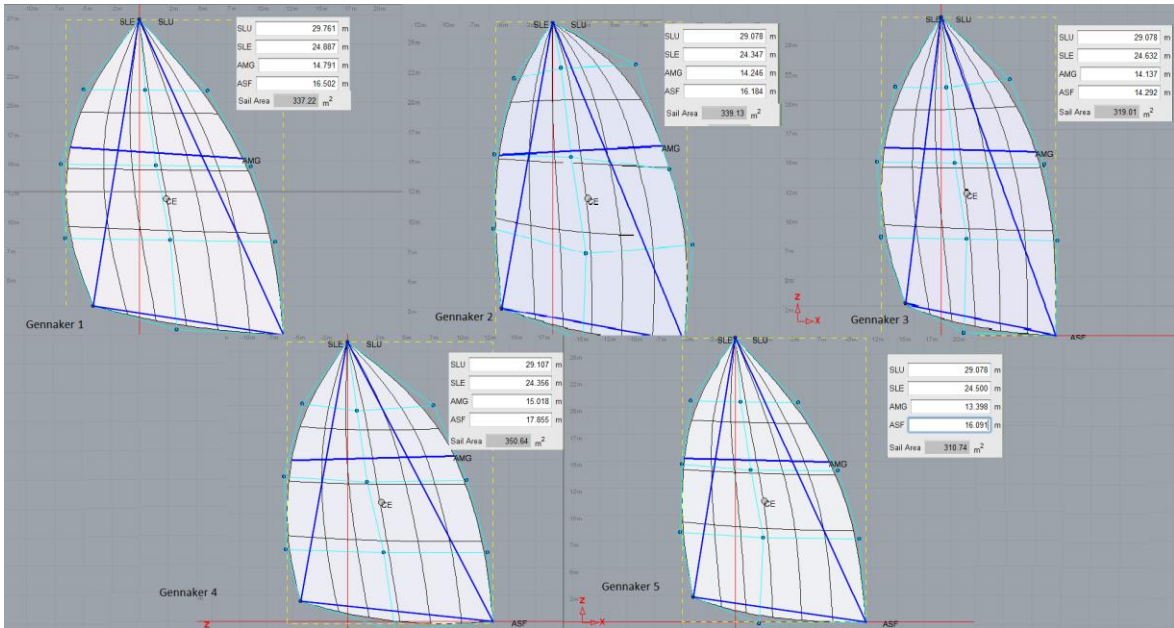


Fig. 5.4. Forma de los cinco modelos de gennaker

En las siguientes tablas se pueden ver los resultados de las velas diseñadas, se han resaltado en negrita los valores más importantes en cada vela, es decir, si son velas de proa resultados de ceñida, y si son de popa resultados de rumbos más abiertos. En cada cuadro está la máxima velocidad junto a la VMG entre paréntesis, que se alcanza con cada intensidad de viento, indicándose el ángulo de viento real (True Wind Angle) para el cual se da esta máxima VMG. La unidad de las velocidades es en nudos.

	TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	16 kn	20 kn
Mayor 1	Ángulo de viento	39.6°	37.5°	35.4°	33.5°	32.9°	32.1°	30.8°
	V, (VMG) Pr	5.7 (4.4)	7.0 (5.6)	7.9 (6.4)	8.3 (6.9)	8.5 (7.2)	8.7 (7.4)	9.0 (7.7)
	V, (VMG) Pp	3.3 (3.3)	4.2 (4.2)	5.2 (5.2)	6.2 (6.2)	7.1 (7.1)	7.9 (7.9)	9.4 (9.4)
	Ángulo de viento	179.2°	179.6°	179.8°	179.9°	179.9°	179.9°	180.0°
Mayor 2	Ángulo de viento	39.6°	37.5°	35.4°	33.5°	33.2°	32.1°	30.8°
	V, (VMG) Pr	5.7 (4.4)	7.1 (5.6)	7.9 (6.5)	8.3 (6.9)	8.6 (7.2)	8.8 (7.4)	9.0 (7.7)
	V, (VMG) Pp	3.3 (3.3)	4.2 (4.2)	5.2 (5.2)	6.2 (6.2)	7.1 (7.1)	8.0 (8.0)	9.5 (9.5)
	Ángulo de viento	179.2°	179.6°	179.7°	179.8°	179.8°	179.9°	180.0°
Mayor 3	Ángulo de viento	39.6°	37.5°	35.5°	33.5°	32.5°	32.1°	30.9°
	V, (VMG) Pr	5.7 (4.4)	7.0 (5.6)	7.9 (6.5)	8.3 (6.9)	8.6 (7.2)	8.8 (7.4)	9.0 (7.8)
	V, (VMG) Pp	3.3 (3.3)	4.2 (4.2)	5.2 (5.2)	6.2 (6.2)	7.1 (7.1)	7.9 (7.9)	9.5 (9.5)
	Ángulo de viento	179.2°	179.6°	179.8°	179.9°	179.9°	179.9°	180.0°
Mayor 4	Ángulo de viento	39.6°	37.6°	35.7°	33.4°	32.6°	32.0°	30.7°
	V, (VMG) Pr	5.6 (4.3)	7.0 (5.5)	7.9 (6.4)	8.3 (6.9)	8.6 (7.2)	8.8 (7.4)	9.0 (7.8)
	V, (VMG) Pp	3.2 (3.2)	4.2 (4.2)	5.2 (5.2)	6.1 (6.1)	7.0 (7.0)	7.9 (7.9)	9.4 (9.4)
	Ángulo de viento	179.3°	179.7°	179.8°	179.9°	179.9°	180.0°	180.0°
<u>Mayor 5</u>	Ángulo de viento	39.7°	37.5°	35.4°	33.5°	32.9°	32.1°	30.8°
	V, (VMG) Pr	5.7 (4.4)	7.1 (5.6)	8.0 (6.5)	8.3 (6.9)	8.6 (7.2)	8.8 (7.4)	9.0 (7.8)
	V, (VMG) Pp	3.3 (3.3)	4.3 (4.3)	5.2 (5.2)	6.2 (6.2)	7.1 (7.1)	8.0 (8.0)	9.5 (9.5)
	Ángulo de viento	179.2°	179.6°	179.7°	179.8°	179.8°	179.9°	180.0°
Mayor 5 + Génova 1	TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	16 kn	20 kn
	Ángulo de viento	41.3°	38.0°	36.3°	34.9°	34.3°	34.7°	30.0°
	V, (VMG) Pr	6.8 (5.1)	7.6 (6.0)	8.1 (6.5)	8.4 (6.9)	8.7 (7.2)	9.1 (7.4)	8.9 (7.7)
	V, (VMG) Pp	3.6 (3.6)	4.6 (4.6)	5.7 (5.7)	6.8 (6.8)	7.7 (7.7)	8.7 (8.7)	10.3 (10.3)
<u>Mayor 5 + Génova 2</u>	Ángulo de viento	177.8°	178.4°	178.6°	178.6°	178.7°	178.9°	179.3°
	Ángulo de viento	41.4°	38.1°	36.4°	34.5°	34.3°	33.9°	32.6°
	V, (VMG) Pr	6.8 (5.1)	7.6 (6.0)	8.2 (6.6)	8.4 (7.0)	8.8 (7.3)	9.0 (7.5)	9.2 (7.8)
	V, (VMG) Pp	3.6 (3.6)	4.6 (4.6)	5.7 (5.7)	6.8 (6.8)	7.7 (7.7)	8.7 (8.7)	10.3 (10.3)
Mayor 5 + Génova 3	Ángulo de viento	177.8°	178.4°	178.6°	178.6°	178.7°	178.9°	179.3°
	Ángulo de viento	41.4°	38.0°	35.3°	39.8°	33.8°	30.0°	32.7°
	V, (VMG) Pr	6.8 (5.1)	7.6 (6.0)	8.0 (6.6)	8.2 (6.8)	8.7 (7.2)	8.6 (7.5)	9.2 (7.8)
	V, (VMG) Pp	3.6 (3.6)	4.6 (4.6)	5.7 (5.7)	6.7 (6.7)	7.7 (7.7)	8.6 (8.6)	10.2 (10.2)
Mayor 5 + Génova 4	Ángulo de viento	177.9°	178.4°	178.6°	178.7°	178.8°	179.0°	179.3°
	Ángulo de viento	41.3°	38.1°	36.6°	34.6°	34.3°	33.7°	32.5°
	V, (VMG) Pr	6.8 (5.1)	7.6 (6.0)	8.2 (6.6)	8.4 (7.0)	8.8 (7.2)	9.0 (7.5)	9.2 (7.7)
	V, (VMG) Pp	3.6 (3.6)	4.6 (4.6)	5.7 (5.7)	6.8 (6.8)	7.7 (7.7)	8.7 (8.7)	10.3 (10.3)
Mayor 5 + Génova 5	Ángulo de viento	177.8°	178.4°	178.6°	178.6°	178.7°	178.9°	179.3°
	Ángulo de viento	41.2°	38.1°	35.9°	34.6°	34.3°	33.2°	30.0°
	V, (VMG) Pr	6.8 (5.1)	7.6 (6.0)	8.1 (6.5)	8.4 (6.9)	8.8 (7.2)	8.9 (7.5)	8.9 (7.7)
	V, (VMG) Pp	5.8 (3.6)	4.7 (4.7)	5.8 (5.8)	6.8 (6.8)	7.8 (7.8)	8.7 (8.7)	10.3 (10.3)
Mayor 5 + Génova 5	Ángulo de viento	128.6°	178.3°	178.5°	178.5°	178.7°	178.9°	179.2°

	TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	16 kn	20 kn
Mayor 5 + foque 1	Ángulo de viento	41.0°	37.5°	35.7°	34.0°	33.1°	32.6°	31.8°
	V, (VMG) Pr	6.6 (5.0)	7.6 (6.0)	8.1 (6.6)	8.5 (7.0)	8.7 (7.3)	8.9 (7.5)	9.3 (7.9)
	V, (VMG) Pp	3.4 (3.4)	4.4 (4.4)	5.5 (5.5)	6.5 (6.5)	7.4 (7.4)	8.3 (8.3)	9.9 (9.9)
	Ángulo de viento	178.4°	178.9°	179.1°	179.1°	179.2°	179.3°	179.6°
Mayor 5 + foque 2	Ángulo de viento	41.1°	37.5°	35.5°	34.4°	33.3°	32.7°	32.0°
	V, (VMG) Pr	6.6 (5.0)	7.6 (6.0)	8.1 (6.6)	8.5 (7.0)	8.7 (7.3)	9.0 (7.5)	9.3 (7.9)
	V, (VMG) Pp	3.4 (3.4)	4.5 (4.4)	5.5 (5.5)	6.5 (6.5)	7.4 (7.4)	8.3 (8.3)	9.9 (9.9)
	Ángulo de viento	178.3°	178.9°	179.0°	179.1°	179.1°	179.3°	179.6°
Mayor 5 + foque 3	Ángulo de viento	41.1°	37.6°	36.1°	34.3°	33.0°	32.8°	32.0°
	V, (VMG) Pr	6.6 (5.0)	7.6 (6.0)	8.2 (6.6)	8.5 (7.0)	8.7 (7.3)	9.0 (7.5)	9.3 (7.9)
	V, (VMG) Pp	3.5 (3.4)	4.5 (4.5)	5.5 (5.5)	6.5 (6.5)	7.5 (7.5)	8.4 (8.4)	9.9 (9.9)
	Ángulo de viento	178.3°	178.8°	179.0°	179.0°	179.1°	179.2°	179.6°
<u>Mayor 5 + foque 4</u>	Ángulo de viento	41.1°	37.6°	34.7°	34.3°	33.0°	32.8°	32.0°
	V, (VMG) Pr	6.6 (5.0)	7.6 (6.0)	8.0 (6.6)	8.5 (7.0)	8.7 (7.3)	9.0 (7.6)	9.4 (8)
	V, (VMG) Pp	3.4 (3.4)	4.4 (4.4)	5.5 (5.5)	6.5 (6.5)	7.4 (7.4)	8.3 (8.3)	9.9 (9.9)
	Ángulo de viento	178.4°	178.9°	179.0°	179.1°	179.2°	179.3°	179.6°
Mayor 5 + foque 5	Ángulo de viento	41.1°	37.6°	36.1°	34.2°	33.1°	32.8°	31.9°
	V, (VMG) Pr	6.6 (5.0)	7.6 (6.0)	8.2 (6.6)	8.5 (7.0)	8.7 (7.3)	9.0 (7.5)	9.3 (7.9)
	V, (VMG) Pp	3.4 (3.4)	4.5 (4.5)	5.5 (5.5)	6.5 (6.5)	7.5 (7.5)	8.4 (8.4)	9.9 (9.9)
	Ángulo de viento	178.3°	178.8°	179.0°	179.0°	179.1°	179.2°	179.6°
<u>Mayor 5 + Genn. 1</u>	TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	16 kn	20 kn
	Ángulo de viento	54.8°	53.0°	50.9°	48.9°	46.0°	45.8°	52.3°
	V, (VMG) Pr	5.2 (3.0)	6.5 (3.9)	7.1 (4.5)	7.4 (4.9)	7.2 (5.0)	7.0 (4.9)	7.0 (4.3)
	V, (VMG) Pp	6.6 (5.0)	8.2 (6.3)	9.1 (7.2)	9.9 (8.1)	20.5 (10.3)	15.6 (13.3)	22.4 (14.4)
Mayor 5 + Genn. 2	Ángulo de viento	140.0°	140.0°	142.8°	145.0°	120.0°	145.0°	130.0°
	Ángulo de viento	54.6°	52.9°	49.8°	48.8°	45.2°	45.4°	49.2°
	V, (VMG) Pr	5.3 (3.0)	6.5 (3.9)	7.0 (4.5)	7.5 (4.9)	7.3 (5.1)	7.2 (5.1)	6.9 (4.5)
	V, (VMG) Pp	6.5 (5.0)	8.1 (6.2)	9.0 (7.1)	9.8 (8.0)	10.8 (8.8)	20.5 (13.2)	20.5 (13.2)
Mayor 5 + Genn. 3	Ángulo de viento	140.0°	140.0°	142.6°	145.0°	145.3°	130.0°	130.0°
	Ángulo de viento	54.5°	52.8°	49.3°	48.5°	44.9°	44.7°	48.1°
	V, (VMG) Pr	5.3 (3.1)	6.5 (4.0)	7.0 (4.6)	7.5 (5.0)	7.3 (5.1)	7.1 (5.1)	7.1 (4.7)
	V, (VMG) Pp	6.5 (5.0)	8.1 (6.2)	9.0 (7.1)	9.8 (8.0)	10.7 (8.8)	20.5 (11.8)	22.4 (12.8)
Mayor 5 + Genn. 4	Ángulo de viento	140.0°	140.0°	142.7°	145.0°	145.4°	125.0°	125.0°
	Ángulo de viento	54.9°	53.1°	51.2°	49.2°	46.3°	46.2°	50.4°
	V, (VMG) Pr	5.2 (3.0)	6.4 (3.9)	7.1 (4.5)	7.4 (4.8)	7.2 (5.0)	7.0 (4.9)	6.6 (4.2)
	V, (VMG) Pp	6.6 (5.0)	8.2 (6.3)	9.1 (7.2)	10.0 (8.2)	11.0 (9.0)	12.1 (9.9)	20.5 (14.2)
Mayor 5 + Genn. 5	Ángulo de viento	140.0°	140.0°	142.8°	145.0°	145.0°	145.0°	135.0°
	Ángulo de viento	54.5°	52.9°	49.5°	48.9°	45.5°	45.4°	49.1°
	V, (VMG) Pr	5.3 (3.0)	6.5 (3.9)	7.0 (4.6)	7.5 (5.0)	7.4 (5.2)	7.3 (5.1)	6.9 (4.5)
	V, (VMG) Pp	6.5 (4.9)	8.0 (6.2)	9.0 (7.1)	9.8 (8.0)	10.7 (8.8)	20.5 (13.2)	20.5 (13.2)
Mayor 5 + Genn. 5	Ángulo de viento	140.0°	140.0°	142.6°	145.0°	145.3°	130.0°	130.0°

Los cálculos anteriores se han realizado con la quilla sin pivotar y sin lastres, sin embargo se han ido comprobando con cada vela que los resultados con la quilla pivotada y lastres se correspondían a los de la quilla sin pivotar, es decir, aquella vela que ofrecía una mejor velocidad de las diferentes opciones también lo hacía con la quilla pivotada.

Además de las velas anteriores se ha seguido un proceso similar con un código cero, que es una vela que tiene el puño del gratil en el botalón, va a tope de mástil y se usa para rumbos de través específicos y vientos suaves; y un foque pequeño para vientos más duros.

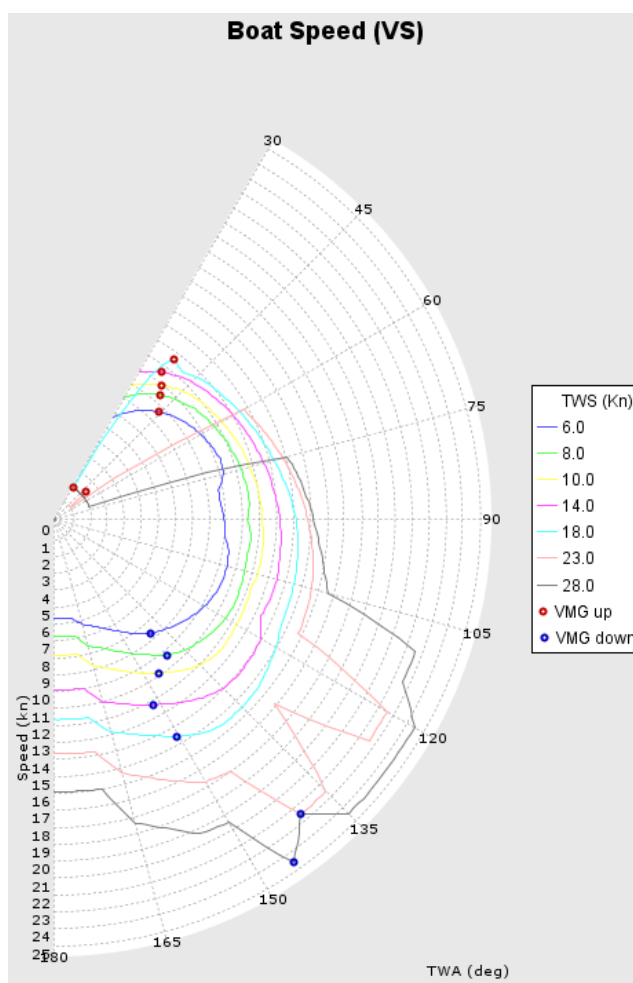
1.1.4 Polares

Como resultado de los cálculos con las velas seleccionadas el solver da los resultados en forma de velocidades obtenidas con la mejor combinación de velas para cada ángulo de viento y condición de pesos impuesta.

QUILLA FIJA									
TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	18 kn	20 kn	23 kn	28 kn
Beat Angles	40.8°	37.5°	35.6°	33.6°	36.2°	32.0°	30.0°	54.9	30°
Beat VMG	6.8 (5.2)	7.7 (6.1)	8.2 (6.7)	8.5 (7.1)	8.8 (7.4)	9.6 (7.7)	9.1 (7.9)	10.5 (6.0)	11.8 (5.2)
Run VMG	6.6 (5.1)	8.3 (6.3)	9.1 (7.3)	9.9 (8.1)	10.2 (9.0)	12.5 (10.9)	15.3 (13.6)	20.5 (15.7)	22.6 (18.5)
Gybe Angles	140.0°	140.0°	145.7.0°	145.0°	151.9°	150.4°	145.0°	140.0°	145.0°
QUILLA PIVOTADA 40 °									
TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	16 kn	20 kn		
Beat Angles	42.1°	39.4°	35.7°	33.8°	32.6°	32.4°	31.1°		
Beat VMG	6.8 (5.0)	8.2 (6.3)	8.7 (7.1)	9.1 (7.5)	9.4 (7.9)	9.7 (8.2)	10.0 (8.6)		
Run VMG	8.2 (2.8)	9.3 (5.3)	10.4 (6.7)	11.2 (7.9)	11.8 (9.0)	20.5 (11.8)	22.4 (12.8)		
Gybe Angles	110.0°	125.0°	130.0°	135.0°	140.0°	125.0°	125.0°		

Tabla 5.4. Valores de las polares con la quilla pivotada 40° y sin pivotar

A continuación se muestran las polares con la quilla fija:

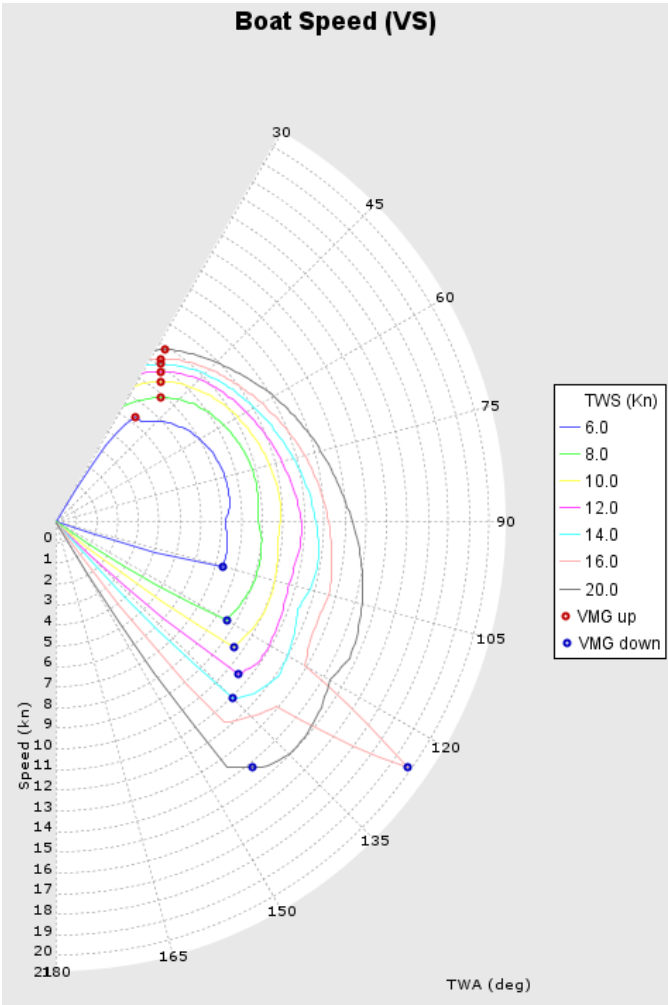


Gráfica. 5.1. Polares con la quilla fija

Como se aprecia en la imagen para velocidades de viento de entre veinte y treinta nudos no se obtienen resultados fiables, debido a los picos que se generan. Sin embargo sirven para poder hacerse una idea de las velocidades que se pueden llegar a generar.

Para un estudio completo se deberían de probar el conjunto de velas con diferentes ángulos de inclinación de la quilla. En este caso se han probado tres situaciones; quilla fija, quilla pivotada 20° y quilla pivotada 40°.

En el caso de tener la quilla pivotada 40° se aprecia cómo se obtiene un mejor rendimiento en rumbos de ceñida y sin embargo el programa no encuentra una solución correcta en ángulos más de popa ya que las velas generan una menor fuerza escorante y es contraproducente tener la quilla tan a la banda para estos rumbos.



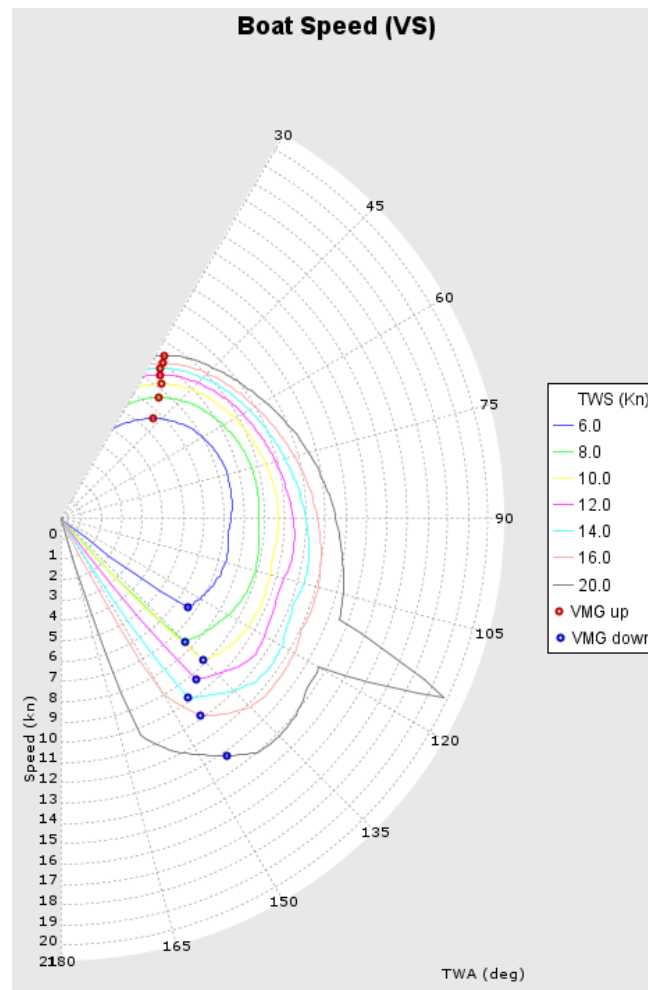
Gráfica. 5.2. Polares con la quilla pivotada 40°

En este caso se genera un fallo computacional a 125° y 16 nudos de viento. Como se aprecia a partir de unos 145° el programa no encuentra una solución debido a una variación brusca en el par escorante.

QUILLA PIVOTADA 20°							
TWA / TWS	6 kn	8 kn	10 kn	12 kn	14 kn	16 kn	20 kn
Beat Angles	42.3°	38.7°	36.4°	34.5°	33.3°	32.9°	32.1°
Beat VMG	6.7 (4.9)	7.6 (6.0)	8.2 (6.6)	8.6 (7.1)	8.9 (7.4)	9.1 (7.7)	9.5 (8.1)
Run VMG	7.6 (4.3)	8.6 (6.1)	9.8 (6.9)	10.3 (7.9)	10.8 (8.8)	11.8 (9.7)	14.2 (11.7)
Gybe Angles	125.0°	135.0°	135.0°	140.0°	145.0°	145.0°	145.2°

Tabla 5.4. Valores de las polares con la quilla pivotada 20°

En el caso de tener la quilla pivotada 20° se tiene el siguiente diagrama polar:



Gráfica. 5.3. Polares con la quilla pivotada 20°

En este caso se genera un error a unos 115° de ángulo de viento y 20 nudos de intensidad.

A partir de 20 nudos de intensidad de viento las pruebas realizadas con diferentes tamaños de velas no daban resultados coherentes, es por ello que solo se incluyen valores de intensidad de viento de hasta 20 nudos.

1.2 Coeficientes de las velas elegidas y centro vélico

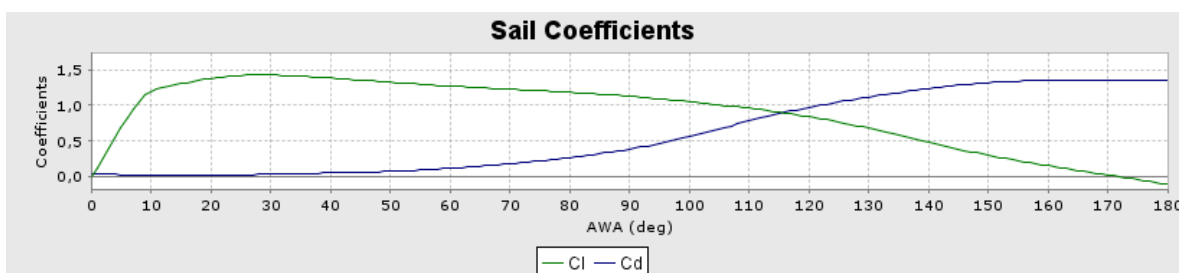
El programa *jSDN Yacht Designer* lleva incorporado modelos aerodinámicos a partir de los cuales realiza los cálculos, por ello también ofrece los coeficientes de cada vela elegida. A continuación se muestran los coeficientes de resistencia y empuje de las diferentes velas ensayadas.

Modelo aerodinámico: IMS Aero Model (Kerwin)

Coeficientes: ORC 2011

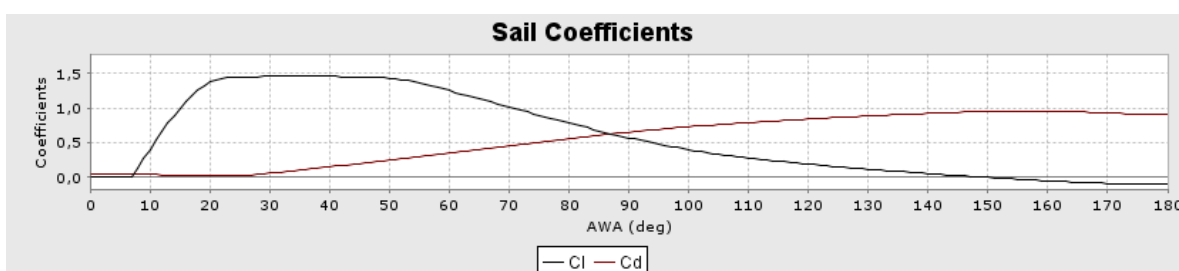
Medida de velas: IMS 2010

Mayor



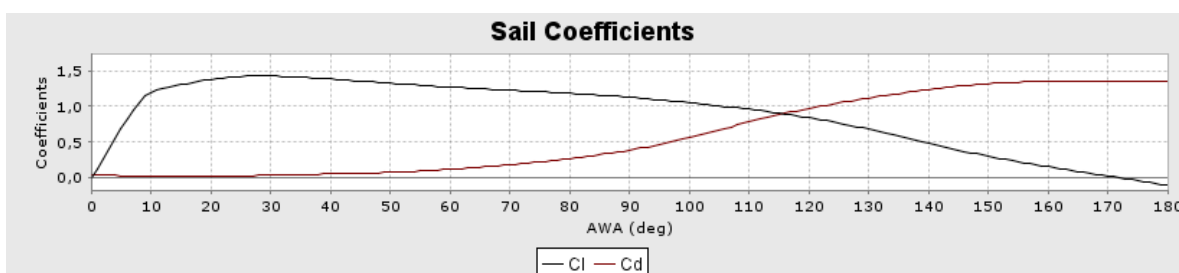
Gráfica. 5.4. Coeficiente de arrastre y empuje de la vela mayor

Foque



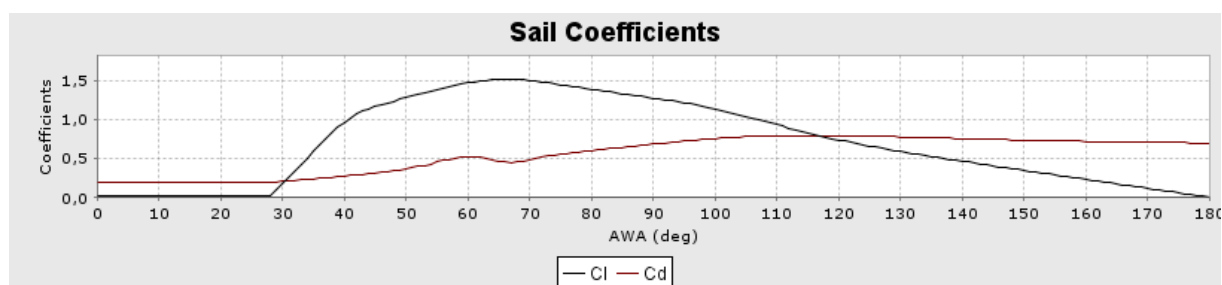
Gráfica. 5.5. Coeficiente de arrastre y empuje del foque

Génova



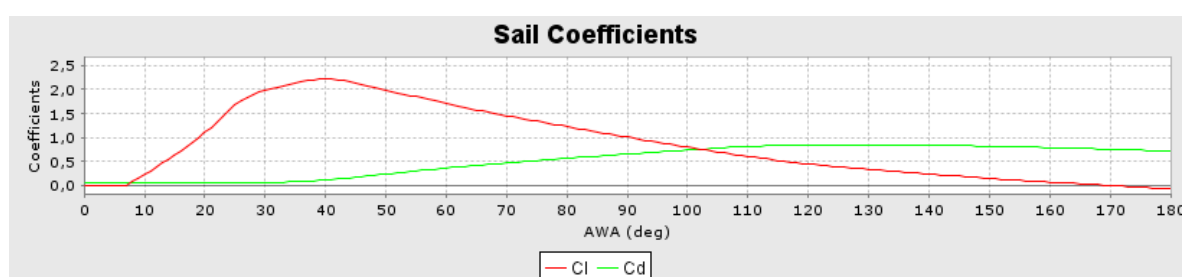
Gráfica. 5.6. Coeficiente de arrastre y empuje del génova

Gennaker



Gráfica 5.7. Coeficiente de arrastre y empuje del gennaker

Código cero



Gráfica 5.8. Coeficiente de arrastre y empuje del código cero

Posiciones de los centros de esfuerzos (desde la Ppr) y resumen de características de cada vela utilizada:

Modelo de vela	Área Real	Área Medida	CE _x	CE _z	Min AWA	Max AWA	Modelo de VPP
Foque pequeño	31.30 m ²	33.16 m ²	8.540 m	6.491 m	15 deg	180 deg	ORC Genoa Low
Foque	73.50 m ²	79.80 m ²	7.336 m	8.297 m	15 deg	180 deg	ORC Genoa High
Gennaker	334.11 m ²	343.47 m ²	7.745 m	13.539 m	60 deg	150 deg	ORC Asymmetric Pole
Génova	147.90 m ²	165.07 m ²	7.274 m	10.135 m	15 deg	180 deg	ORC Genoa High
Código cero	171.68 m ²	197.54 m ²	6.226 m	11.677 m	15 deg	180 deg	ORC Genoa High
Mayor	184.38 m ²	189.58 m ²	13.593 m	14.724 m	10 deg	180 deg	ORC Mainsail High

Tabla 5.5. Características geométricas de las velas escogidas

Modelo de vela	Medidas IMS 2010 (m)
Foque pequeño	LPG=4.148 (35%) JGM=2.227 JGU=1.101 JH=0.053 JL=15.092
Foque	LPG=6.841 (58%) JGM=3.878 JGU=1.946 JH=0.019 JL=21.373
Gennaker	SLU=29.563 SLE=25.002 AMG=14.924 ASF=15.843
Génova	LPG=10.745 (91%) JGM=6.442 JGU=3.305 JH=0.131 JL=27.069
Código cero	LPG=10.729 (91%) JGM=7.173 JGU=3.490 JH=0.117 JL=29.844
Mayor	P=26.940 E=8.259 HB=4.583 MGT=5.389 MGU=6.10 MGM=7.221 MGL=8.062

Tabla 5.6. Medidas de las velas escogidas

Para el cálculo se han definido diferentes combinaciones de velas que se resumen en la siguiente tabla, junto a la resultante del centro vélico (medido desde la Ppr) de cada combinación.

Conjunto de velas	Área Real	Área Medida	CEx	CEz	Min AWA	Max AWA	Velas
Popas	518.49 m ²	533.05 m ²	9.825 m	13.960 m	40 deg	150 deg	Mayor, Gennaker
Través	356.05 m ²	387.12 m ²	10.041 m	13.255 m	15 deg	180 deg	Mayor, Cod. 0
Ceñida	257.88 m ²	269.37 m ²	11.810 m	12.892 m	15 deg	180 deg	Mayor, Foque
Ceñida abierta	332.28 m ²	354.65 m ²	10.780 m	12.681 m	15 deg	180 deg	Mayor, Genova
Ceñida con viento	215.68 m ²	222.74 m ²	12.860 m	13.529 m	15 deg	0 deg	Mayor, Foque pequeño

Tabla 5.7. Características geométricas de varias combinaciones de velas

En las figuras se resalta el centro de esfuerzos de cada combinación de velas.

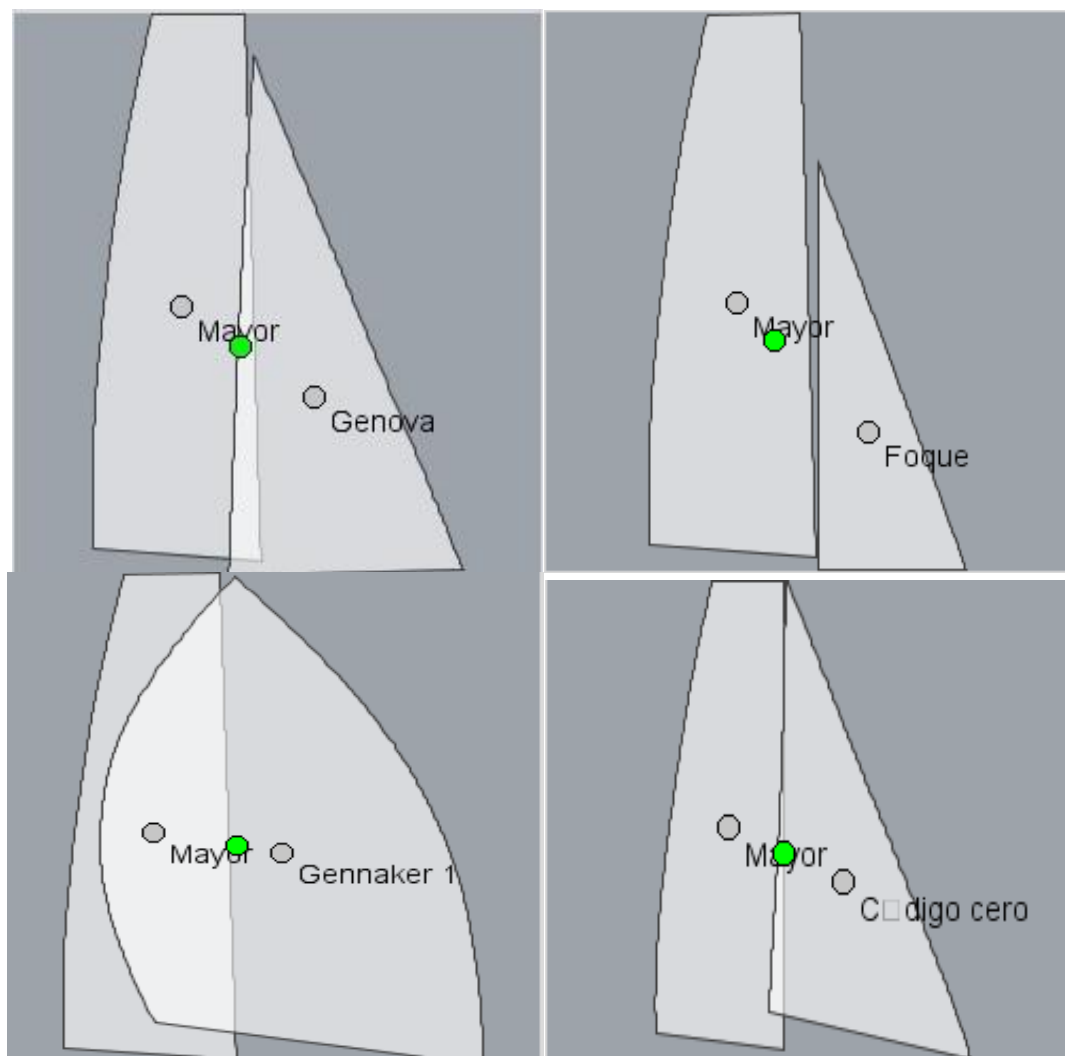


Fig. 5.4. Centro de presión de diferentes combinaciones de velas

2. Posicionamiento de los apéndices

2.1 Introducción

Como se ha visto el centro vélico total varía dependiendo de la combinación de velas que se estén usando. Es necesario saber donde se encuentra la resultante de los esfuerzos para posicionar adecuadamente las orzas anti-deriva, si no se estudia con precisión el velero no navegará adecuadamente ya que tendría una excesiva tendencia a orzar o a derivar generando mucha resistencia al tener que ir corrigiendo continuamente el rumbo.

Para hacer que el velero tenga un buen balance, es necesario que la distancia horizontal “lead” entre el centro de esfuerzos de las velas y el de los apéndices sea la adecuada. El problema es que esta distancia no siempre permanece fija, ya que el centro vélico varía su posición para cada rumbo y la forma de las velas. Los valores que se han dado anteriormente son valores medios teóricos pero no son valores fijos.

La mayor parte de diseñadores navales obtienen un valor adecuado basándose en la propia experiencia, sin embargo se encuentran bastantes recomendaciones en la bibliografía.

2.2 Posición del centro de resistencia lateral (CLR)

Partiendo de lo más básico se resumen a continuación conclusiones que pueden dar una idea de cómo situar el centro de resistencia lateral o CLR:

- En todos los métodos usados el centro vélico CE está situado delante del CLR.
- Una gran manga como es el caso que se trata aquí debe de incrementar el “lead”, ya que los cascos mangudos se vuelven más asimétricos con la escora, generándose como ya se vio en el cuaderno uno un momento hacia barlovento.
- Una quilla de gran relación de aspecto también hará que se incremente el “lead” ya que en realidad el CLR se encuentra en torno al 25% de la cuerda y se mueve más hacia proa conforme aumenta la longitud de la quilla.
- Se suele recomendar un “lead” de entre 3 y 7% de L_{fl} para aparejos fraccionados de yates con una quilla de gran relación de aspecto. Y entre un 5 y un 9% para yates con aparejo a tope de mástil.

El CLR real no coincide con el CLR geométrico en dos dimensiones. Esto no es ninguna sorpresa, en vista de que el centro de esfuerzos de una forma alar de gran relación de aspecto se encuentra cercano al 25% de la cuerda medida desde la parte frontal, no al 50% como se podría pensar en primera instancia viendo el perfil de la obra viva. Esto ha sido durante años una ciencia difusa donde cada diseñador a base de años de experiencia lograba diseñar veleros muy bien balanceados. Hoy día con los programas de CFD se puede saber exactamente y para cada escora donde se sitúa el centro de esfuerzos CLR

pero se tendría que acabar haciendo una media entre todos los valores por lo que se acabaría favoreciendo unos rumbos y perjudicando otros. Además de esto no hay que dejar de lado el hecho de que este velero tiene la característica de tener quilla pivotante y orzas antideriva asimétricas de modo que la mayor parte de teoría y coeficientes clásicos quedan obsoletos. No hay que olvidar que gracias a la fuerza que generan las orzas estos veleros son capaces de navegar con deriva positiva en determinados rumbos por lo que cambia completamente la forma de situar este CLR.

La determinación del centro de resistencia lateral es un tema que se puede alargar hasta donde se quiera. En este caso se va a recurrir a una aproximación propuesta por la bibliografía para simplificar la gran cantidad de tiempo que se necesitaría para probar el diseño a cada escora y a cada velocidad en un CFD.

Antes de nada hay que tener en cuenta varios factores: el primero de ellos es la situación del mástil, este viene determinado por las medidas de las velas que se han escogido anteriormente, el segundo es que las orzas antideriva se van a situar lo más cercanas al palo, retrasando de esta manera todo lo posible el CLR respecto al centro vélico y el tercer factor es la situación de la quilla y el bulbo. Estos se sitúan en el lugar donde se había previsto su centro de gravedad. Al tener tantas variables se debe comenzar por fijar alguna de ellas para empezar un proceso iterativo que como en todo diseño naval no acaba hasta después de un proceso que sigue la espiral de diseño comentada al principio de este proyecto.

La peculiaridad de este tipo de veleros reside en las grandes diferencias que hay con los veleros convencionales de quilla fija. Como existe un nuevo elemento como lo son las orzas antideriva hay una gran variedad de cuestiones respecto a su situación que antes raramente se cuestionaban. Un ejemplo de ello es que ahora se amplían las posibilidades respecto a donde situar tanto la quilla como el palo y las orzas. En veleros de quillas fijas la doble función de la quilla consistía en generar la suficiente estabilidad transversal con su peso y a la vez servir de plano antideriva para poder navegar a vela. Sin embargo ahora, al separar la función de generar par adrizante y servir de plano antideriva se adquiere un grado de libertad mayor en el diseño, y por lo tanto se complica la decisión de situar de una forma u otra los apéndices.

Aunque esto a priori puede resultar desconcertante para el diseñador, existen una cantidad bastante grande de diseños que usan este tipo de quillas pivotantes. Por ello solo basta prestar atención para darse cuenta de que por norma general las orzas se sitúan a proa del palo y la quilla a popa.

Para determinar el CLR *Larsson y Eliasson* en el libro *“Principles of yacht Design”* asume las simplificaciones de *Nomoto*; no se tiene en cuenta la parte de la carena sumergida, sólo los apéndices. Con estas nuevas áreas se considera que el centro de resistencia lateral de cada apéndice está situado en el 25% de la cuerda, medida desde el borde de ataque y a un 45% de su profundidad medido desde la flotación.

En este caso se va a determinar con la ayuda de un programa CAD el centro de resistencia lateral de los timones y de las orzas antideriva. Situando estas últimas lo más a popa posible, es decir, muy cerca de donde se va a situar el palo en relación a las medidas de las velas.

Después de varias iteraciones se obtiene un CLR situado en $X= 6.589$ m; $Z= -0.727$ m. Para la condición de mayor y génova el centro de esfuerzo vélico estaba situado en $X=7.5$ m; $Z=12.681$ m. Con estos valores se obtiene un lead de 0.911 que es un 5.4% de la eslora en flotación, por lo que se está dentro del rango propuesto por *Larsson y Eliasson*.

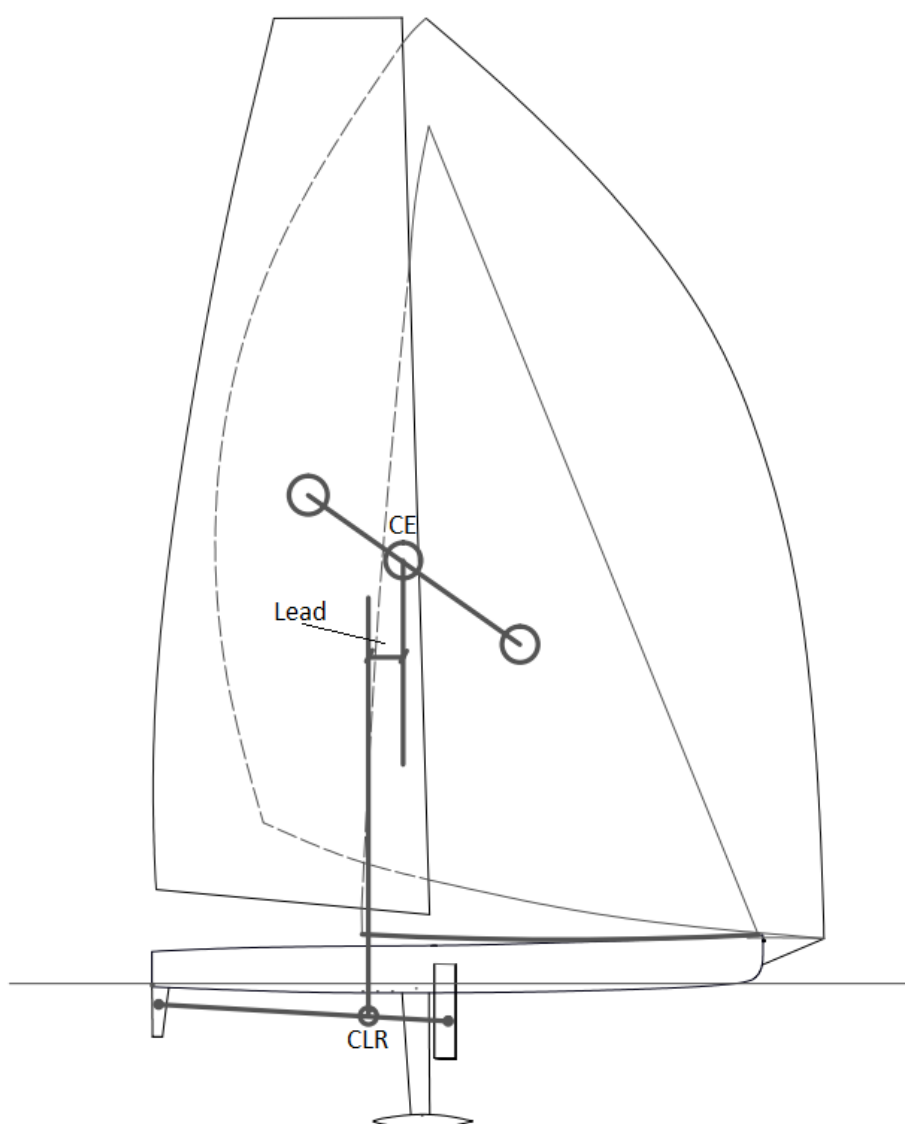


Fig. 5.5. Relación entre el centro de resistencia lateral y centro vélico

Una vez situadas las orzas antideriva longitudinalmente hay que ver cuál va a ser su posición transversal. Esta depende de las líneas de agua que haya a una determinada escora. Como las orzas antideriva cumplen su función principalmente cuando se va en rumbo de ceñida o de través cerrado se deben de estudiar las líneas de agua correspondientes a unos 20 grados de escora. Entre las líneas de agua se puede dibujar el eje que pasa por cada línea de agua; usando este criterio se sitúa la orza antideriva sobre dicho eje. El timón se sitúa transversalmente sobre este mismo eje.

Posición c.d.g. (X,Y) orza antideriva Er: (8.93; 1.96) m.

Posición c.d.g.(X,Y) timon Er: (0.25; 2.45) m.

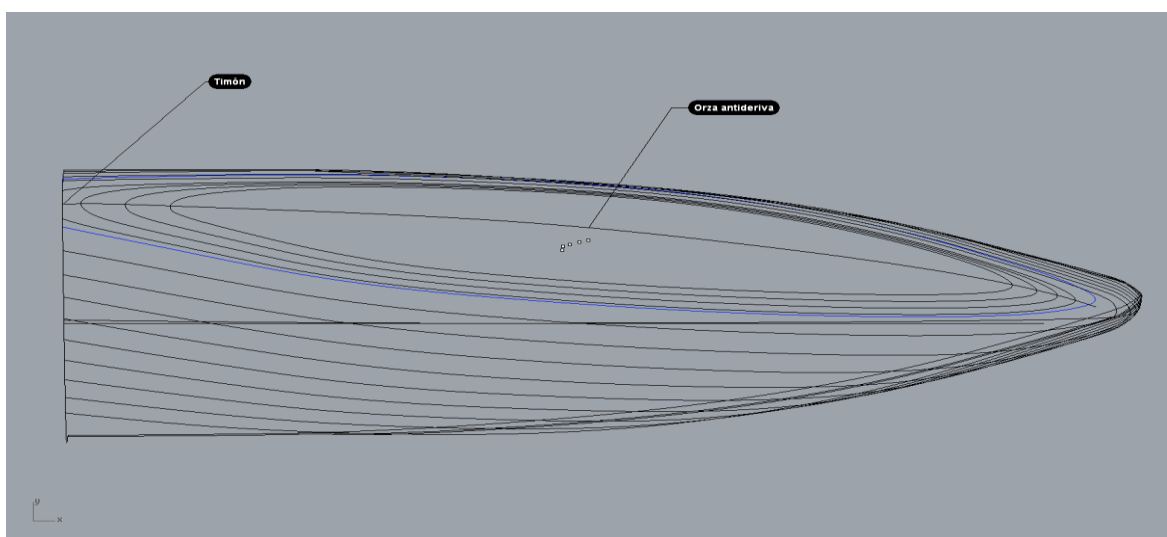


Fig. 5.6. Posición transversal de timón y orza antideriva

En la siguiente imagen se muestra una imagen cenital de las velas y la posición del mástil y los apéndices. Al final del cuaderno 6 se anexa un plano de la arboladura y de la situación de los apéndices.

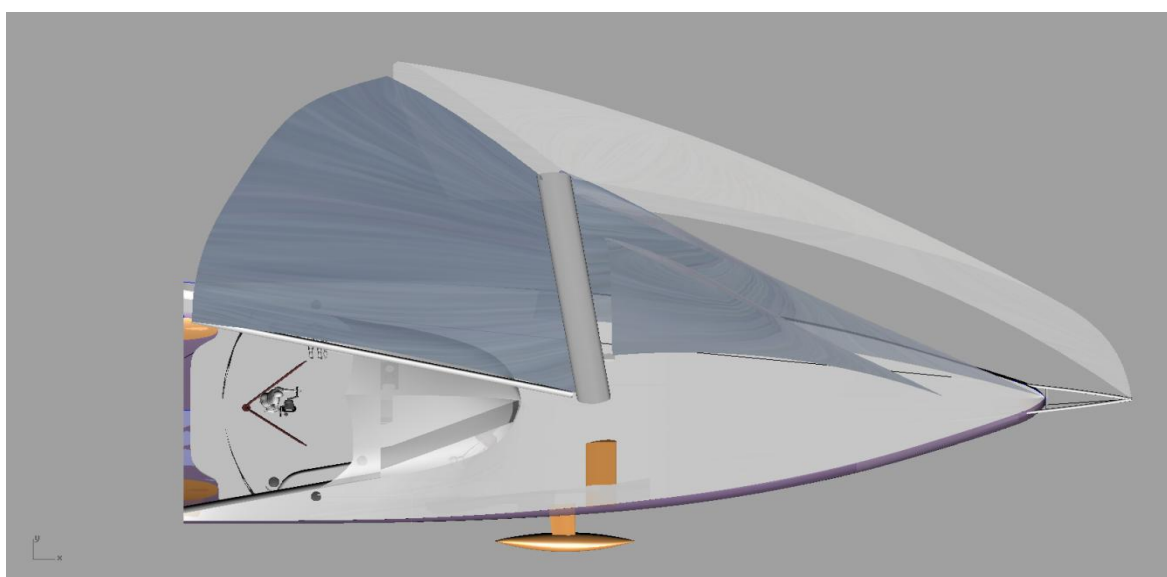


Fig. 5.7. Vista cenital del plano vélico escogido

3. Elección del sistema propulsivo

Las reglas de la clase IMOCA especifican que se debe de alcanzar a motor cinco nudos de velocidad durante al menos cinco horas seguidas. De modo que se tiene que calcular la resistencia al avance que experimenta la carena a cinco nudos para poder escoger el sistema propulsivo más adecuado. A su vez, las reglas especifican que el motor tendrá al menos 37 HP de potencia. Para este cálculo se ha vuelto a recurrir al programa de CFD *Tdyn*, esta vez incluyéndole el bulbo, la quilla y los timones, excluyendo a las orzas antideriva, ya que éstas se pueden elevar para reducir el rozamiento a motor; obteniéndose una aproximación de la resistencia al avance incluyendo apéndices. Es una aproximación porque este tipo de programas sirven más bien para un análisis comparativo de formas, dada su relativa aproximación a la realidad. Sin embargo sigue siendo más preciso que los tradicionales métodos de aproximación de los que se dispone.

Al incluir todos los apéndices se tiene la ventaja de no tener que estudiar por separado casco, bulbo, quilla, orzas y timones.

A continuación se muestran el campo de velocidad sobre los timones:

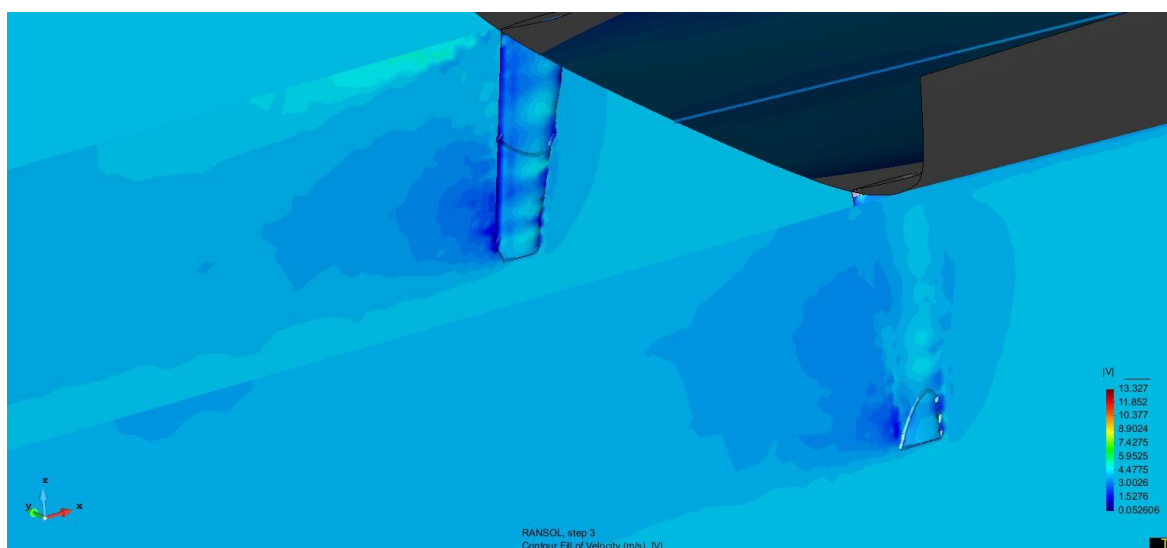


Fig. 5.7. Vista cenital del plano vélico escogido

En la imagen se observa como en la parte inferior de los timones se generan puntos de baja velocidad como resultado de la terminación a 90 grados de la pala del timón. Estos apéndices por lo tanto se puede optimizar para disminuir estos puntos de remanso y disminuir la resistencia al avance.

Con los parámetros de cálculo de malla, tiempo de simulación, etc, similares a los del primer cuaderno pero calculados para una velocidad de 5 nudos se obtiene una resistencia total de 377 Kg.

Suponiendo un rendimiento de la hélice de 0.4 y un régimen de motor de 0.95, se necesita una potencia de 21.73 KW, lo que es igual a 29.14 HP. Sin embargo la normativa

exige un motor con una potencia mínima de 37 HP, con lo que se supera a lo necesario en un 21.3%.

El cálculo del motor es indispensable ya que así lo exige la normativa IMOCA, y puede ser de gran ayuda en momentos difíciles, sin embargo no hay que olvidar que se trata de un velero oceánico de regatas y que el poco combustible que va a llevar a bordo va a ser utilizado para generar electricidad en lugar de para navegar a motor. Normalmente estas embarcaciones en una vuelta al mundo pasan a varios cientos de millas de la costa, por no decir miles, así que dada una emergencia grave tienen que valerse más de la perípecia marinera que del propio motor. De otra forma habría que llevar tanto combustible a bordo que sería contraproducente en las prestaciones a vela. Es por todo ello que se realiza un cálculo bastante básico de la hélice.

Dadas las condiciones requeridas se instala un motor Volvo Penta D2-40, con las siguientes características:

Modelo	Volvo Penta D2-40	
Potencia al cigüeñal	29,1 (39,6)	KW (CV)
Potencia en el eje de la hélice	27,9 (38)	KW (CV)
Revoluciones	2800-3200	rpm
Cilindrada	1,51	l
Número de cilindros	4	
Diámetro cilindros/carrera	77/81	mm
Relación de compresión	23, 5:1	
Peso en seco con inversor MS15A	178	Kg
Peso en seco con cola 130S	189	Kg
Reducción con 130SR	2,19:1	

Tabla 5.8. Características del motor escogido

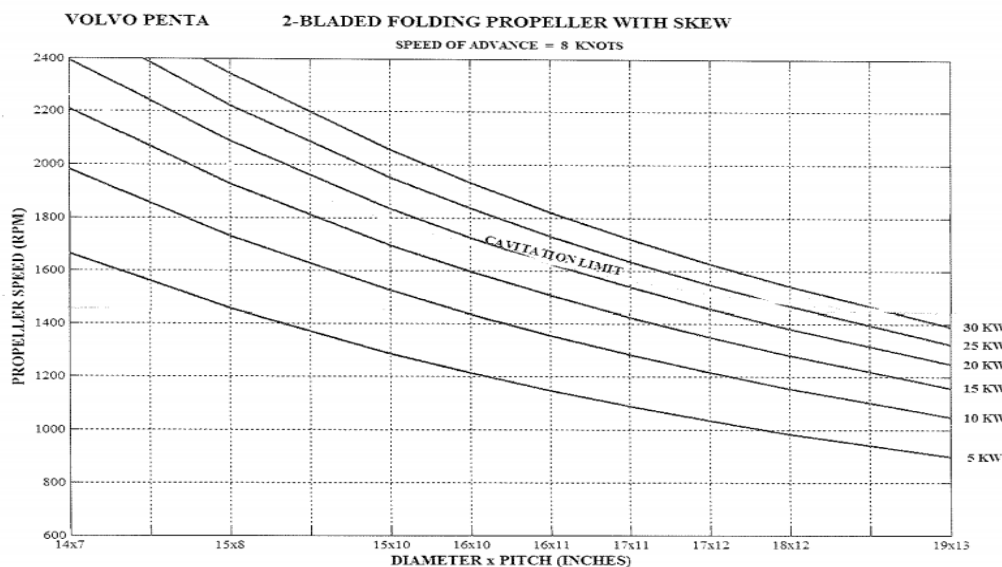
La potencia está calculada conforme a la norma ISO 8665.

r.p.m. de la hélice

$$r.p.m. = \frac{r.p.m._{motor}}{reducción} = \frac{3200}{2.19} = 1461 \text{ rpm}$$

Para el cálculo correcto de la hélice es necesario ver las gráficas que relacionan revoluciones de la hélice con el paso/diámetro y con la potencia generada, donde a su vez vienen los límites de cavitación. Estas gráficas convienen que sean las de hélices plegables ya que son este tipo de hélices las que se instalan en estos veleros. Volvo Penta

suministra unas gráficas con las que se puede realizar un cálculo para ver cuál es la hélice que mejor se adapta al motor.



Gráfica. 5.9. Revoluciones- Paso/diámetro de la hélice de dos palas plegable

Como se aprecia para las características del motor seleccionado la hélice de dos palas plegable se queda dentro del límite de cavitación. Como es sabido una forma de solucionar esto es aumentando la relación área expandida/área disco para conseguir que las palas estén menos cargadas y por tanto puedan generar más par sin llegar a cavitarse, esto se puede conseguir aumentando la superficie de la pala o añadiendo una pala más.

No se han podido conseguir las gráficas de tres palas plegables de Volvo Penta, sin embargo existe un programa que usan los distribuidores de Volvo Penta para calcular la hélice más adecuada usando las gráficas pero de forma automatizada.

Volvo Penta MPS - [Sailing Yachts]

File View Options Window Help

Marine Propulsion Software

Sailing Yachts

Calculation Report Sheet

☒ Speed Calculation ☐ Propeller Calculation

Vessel Data:

Boat weight: 8200 kg

Speed: Kts

Waterline length: 17.9 m

Waterline beam: 4.52 m

Engine Data:

No. of engines: 1

Power/engine: 29.1 kW

Engine speed: 3200 rpm

Transmission Data:

Rev. gear ratio: 2.19 :1

No. of blades: 3

Vessel Data Result:

✓

Estimated speed: 11.1 Kts

Volvo Penta Folding Propeller:

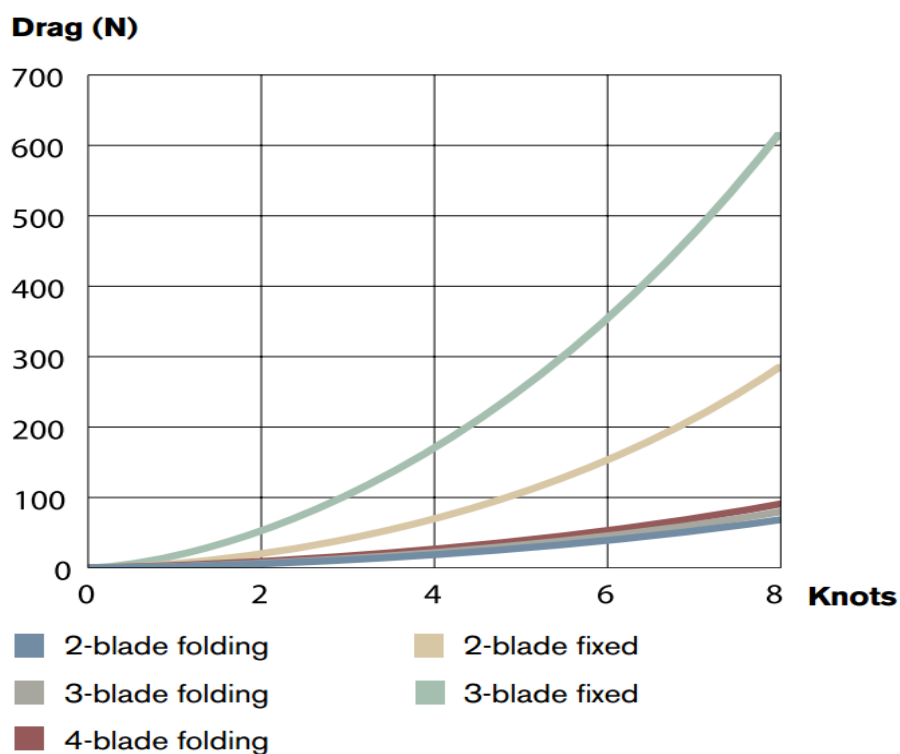
Prop. diameter: 18.0 inch

Pitch: 12.0 inch

Fig. 5.8. Datos de salida del programa Volvo Penta MPS

Finalmente se opta por montar una hélice de tres palas, con un diámetro de 18" (45.7 cm) y un paso de 12" (30.48 cm). La estimación de la velocidad que hace el programa es aproximada ya que solo se le han suministrado el desplazamiento, la eslora y la manga en flotación. Lógicamente está todo sobredimensionado ya que aun necesitando aproximadamente unos 22 KW se ha instalado por las reglas de clase un motor que genera 29 KW.

A continuación se muestra una imagen de una hélice de tres palas plegable en su posición plegada. En la gráfica se aprecia claramente la ventaja de que sea plegable:



4. Bibliografía

World sailing speed record council

INTERNATIONAL MEASUREMENT SYSTEMA Handicapping System for Cruising/Racing Yachts

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) "Principles of Yacht Design" 3ª Edición, Adlard Coles Nautical, Londres.

MCNEEL R & Associates (2001) "Introducción a Rhinoceros"

MCNEEL R & Associates (2008) "Manual de formación de Rhinoceros v4.0"

PEGRAM W. (2011) "Diseño de jarcia, arboladura y apéndices en veleros", Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates, COIN, Barcelona.

<http://www.compassis.com/compass/Productos/Tdyn>

<http://www.jsdn.es/jSDN/en/mainframe.html>

www.barcelonaworldrace.com

www.jp dick.com

www.safran-sailingteam.com

www.volvopenta.com

Índice

1. Materiales compuestos	3
1.1. Introducción	3
1.2. Polímeros	3
1.3. Fibra de carbono	4
1.4. Tejidos	4
1.5. Estructura sándwich	5
1.6. Método de construcción	5
1.7. Materiales escogidos para este proyecto	6
2. Resistencia estructural	7
2.1. Normativa ISO 12215-5:2008	7
3. Escantillonado del casco	12
3.1. Procedimiento	12
3.2. Escantillonado del fondo	13
3.3. Escantillonado de los costados	15
3.4. Escantillonado de la cubierta	17
3.5. Escantillonado de los mamparos	19
4. Escantillonado de refuerzos	21
4.1. Normativa ISO 12215-5:2008	21
4.2. Procedimiento	22
4.3. Escantillonado de los refuerzos del casco	22
4.4. Escantillonado de los refuerzos de costado	26
4.5. Escantillonado de los refuerzos de cubierta	27
5. Dimensionamiento de la arboladura	29
5.1. Dimensionamiento de la jarcia fija transversal	32
5.3. Dimensionamiento de la jarcia fija longitudinal	41
5.4. Dimensionamiento del palo	44
5.5. Dimensionamiento de la botavara	48
5.6. Dimensionamiento de los outriggers	49
6. Peso de la estructura	51
7. Bibliografía	53
8. Apéndice. Plano de la arboladura	54

1. Materiales compuestos

1.1 Introducción

Se define como material compuesto todo sistema o combinación de materiales constituido a partir de una unión (no química, insolubles entre si) de dos o más componentes, que da lugar a uno nuevo con propiedades características específicas distintas a las de los materiales constituyentes. Se pueden identificar dos fases: una continua, constituida por la matriz, y otra fase discontinua denominada refuerzo. Las propiedades del nuevo material dependen del tipo de interfase y de las características de los componentes.

1.2 Polímeros

Químicamente se conoce como polímero aquel material compuesto por grandes moléculas, las cuales se forman por la secuencia repetitiva de moléculas pequeñas o agrupaciones de átomos simples unidas unas a otras por enlaces principalmente del tipo covalente simple. A estas moléculas pequeñas se les llama monómeros. Estos polímeros se clasifican por: termoplásticos, elastómeros y termoestables. Para el campo sobre el que trata este proyecto, el naval, sólo tienen utilidad las matrices termoplásticas y las termoestables. Los termoplásticos se utilizan únicamente en la construcción de piezas de tamaño reducido ya que debido a su estructura molecular lineal o ramificada necesitan un gran aporte de calor y de presión para moldearse. Los termoestables por su parte no necesitan de grandes inversiones en moldes ni grandes controles de temperatura y presión; la mayoría se procesan a temperatura ambiente. A la matriz polimérica termoestable se le conoce comúnmente como resina, y dependiendo del tipo que sea tiene unas u otras propiedades. Entre las más comunes se encuentran las siguientes resinas: poliéster, viniléster, epoxi, fenólicas, bismaleimida, poliimida, ésteres de cianato, polieteramida, etc.

Debido a las grandes propiedades que se necesitan en los materiales que componen un barco ligero de competición como el tratado en este proyecto, se necesita de una resina que tenga muy buenas propiedades físicas y mecánicas, además de una buena capacidad de adhesión. Es por ello que dentro de los tipos anteriormente nombrados, la resina epoxi es la que mejor se adapta a dichas características.

Las resinas epoxídicas poseen las mejores propiedades mecánicas: una mayor resistencia térmica y una muy buena resistencia a la abrasión, baja contracción durante el curado (0-1%), buenas propiedades eléctricas y térmicas y buena resistencia al ataque de agentes químicos. Además poseen una elevada adherencia y una gran solidez interlaminar. Las propiedades mecánicas pueden modificarse por adición de sustancias inertes y la contracción puede anularse mediante aditivos o con una adecuada combinación con fibra de refuerzo. A su vez, pueden conseguirse elongaciones superiores

a las del poliéster mediante la utilización de aditivos. Poseen además una baja absorción de agua que las hace idóneas para estructuras marinas. El principal inconveniente es el alto coste, sin embargo el coste no es el objetivo de diseño de un proyecto de este tipo.

1.3. Fibra de carbono

De las fibras comunes la de carbono es la que mejores propiedades mecánicas tiene comparada con su peso. Combinándose con matrices epoxídicas se obtienen materiales compuestos que se caracterizan por poseer una elevada resistencia, un elevado módulo de elasticidad y una gran ligereza.

Según la temperatura de tratamiento se pueden distinguir diferentes tipos de fibra de carbono:

- Fibras de alta tenacidad (HT): tiene una mayor resistencia y tenacidad que las fibras de vidrio, pero estas características son inferiores al resto de las fibras de carbono. Su coste es moderado y se aplican acertadamente en multitud de productos.
- Fibras de alto módulo (HM): estas fibras presentan un alto módulo de elasticidad y bajo alargamiento en la rotura. Tienen como inconvenientes su alto coste y la posibilidad de provocar corrosión de tipo galvánica en contacto con los metales.
- Fibras de módulo intermedio (IM): son una solución intermedia entre las dos anteriores.
- Fibras de alto alargamiento y tenacidad (HST): con un alargamiento a la rotura del 2%. Más adecuada cuando se requiere una mayor resistencia a los impactos.

En este proyecto se van a usar fibras de carbono de alto módulo debido a que uno de los requisitos del proyecto es la ligereza, exigiéndose por lo tanto unas altas propiedades mecánicas de los materiales de construcción.

1.4. Tejidos

Los tejidos son estructuras textiles compuestas por fibras que se cruzan perpendicularmente, denominadas trama y urdimbre. Los hilos de urdimbre son aquellos que corren en el sentido longitudinal del rollo, y los de trama, los que atraviesan de forma perpendicular, dando lugar a puntos de entrecruzamiento denominados ligamentos.

Hay diferentes tipos de tejidos dependiendo de la forma en la que se entrecruzan la trama y la urdimbre: tafetán, sarga, satén, unidireccional, biaxial, triaxial, etc. Dependiendo de la optimización que se quiera para una zona u otra se eligen capas compuestas por varios de estos tejidos, orientados a su vez en una o en más direcciones para un mejor reparto de los esfuerzos.

1.5 Estructura sándwich

Una estructura sándwich está constituida por dos pieles de material resistente entre las que se interpone un material ligero. La adición de un núcleo va a aumentar el espesor y también el peso, aunque de una forma mínima, elevando, sin embargo, de forma muy significativa la rigidez de la estructura.

Cada uno de los elementos cumple una función determinada: La piel exterior está formada por capas de elementos resistentes, de unas mayores propiedades mecánicas que el resto, además de poseer grandes propiedades aislantes; el núcleo, constituido de un material de baja densidad, tiene como objetivos aumentar la sección del laminado y transmitir los esfuerzos cortantes de una cara a la opuesta y la piel interior debe de tener buenas propiedades mecánicas y aislantes.

Para la piel exterior e interior se pueden utilizar todo tipo de fibras dependiendo de las características que se requieran en el producto final. Como núcleos se pueden usar maderas, como la madera de balsa, cedro rojo, contrachapado marino y espumas sintéticas, como la espuma de cloruro de polivinilo (PVC), espumas de poliuretano (PU), de poliestireno (PS), de estireno-acrilonitrilo (SAN), de polimetacrilíamida (PMI), etc. Además de estos materiales de núcleo cuando se busca la ligereza es muy común usar una estructura de tipo nido de abeja, perpendicular a ambas pieles. Es típico su uso en mamparos y cubiertas, evitándose en las partes sumergidas debido a la gran higroscopicidad que tienen. Su utilización requiere una técnica muy depurada de encolado con las pieles exteriores e interiores del sándwich, ya que si no se hace correctamente se corre el riesgo de que se produzcan deslaminaciones. Estas estructuras suelen hacerse con aluminio, papel, prolipropileno y fibra de vidrio o papel de aramida impregnados con resina fenólica.

1.6 Método de construcción

Sin duda el método que más se usa en embarcaciones de altas prestaciones es el laminado con preimpregnados o *prepregs*. El laminado de preimpregnados se realiza disponiendo sobre el molde las diferentes capas previamente descongeladas. Una vez finalizado el laminado, la pieza alojada en su molde debe ser sometida a un aumento programado de presión y temperatura para que se produzca el curado final de la misma. Si las presiones son bajas (hasta -0.98 bar) se recurre normalmente a la técnica de vacío; si las presiones necesarias son elevadas se recurre al uso de prensas o autoclaves. Como resultado de dicho proceso se obtienen materiales compuestos de una calidad muy superior a la técnica del laminado al vacío y a las técnicas de moldeo por contacto.

Como ventajas y desventajas de este proceso se pueden citar las siguientes.

Ventajas:

- Los laminados resultantes son de alta calidad; los preimpregnados se presentan con elevados porcentajes de refuerzo en su composición (hasta un 65-70%).
- Los porcentajes de refuerzo son muy precisos en todo el material y la composición de la matriz es completamente homogénea, reduciéndose en gran medida la tasa de porosidad.
- La manipulación del material es sencilla y limpia, además de poder organizar mejor los trabajos de compactación y laminado gracias a los extensos tiempos de gel de estos materiales.
- Existe la posibilidad de rectificar los laminados tantas veces como sea necesario antes de que se produzca el curado definitivo.
- Se pueden realizar tanto estructuras sándwich como monolíticas.

Desventajas:

- Elevado coste.
- Necesidad de una alta infraestructura.
- Se hace necesario realizar un proceso de curado a alta temperatura.
- Los operarios deben de tener una alta cualificación en el proceso.

1.7 Materiales escogidos para este proyecto

Dado que el objetivo de este tipo de veleros no es otro que ganar el máximo número de regatas en las que participe se van a seleccionar los materiales que ofrezcan unas mayores propiedades mecánicas con la máxima ligereza.

A continuación se resumen los materiales escogidos para este proyecto.

Resina	Epoxi
Materiales de refuerzo	Fibra de carbono de alto módulo HM
	Fibra de carbono de alto alargamiento y tenacidad HST
Tipo de tejidos	Unidireccional
	Biaxial (0°, 45° y 90°)
	Tafetan
Estructura	Tipo sandwich
Material de núcleo	SAN
	Nido de abeja

Tabla 6.1. Materiales escogidos

2. Resistencia estructural

Para un proyecto real de este tipo de embarcaciones los gabinetes de arquitectura e ingeniería naval suelen recurrir a empresas especializadas que optimizan la estructura al máximo con software de elementos finitos (FEM). En estas embarcaciones de competición la prioridad es ahorrar todo el peso posible ya que de esta forma se pueden lograr mayores velocidades. Sin embargo aunque es muy importante el ahorro de peso algunos patrones especifican que prefieren veleros algo más pesados pero más resistentes a la hora de afrontar condiciones de navegación duras. En el caso que se está tratando aquí no se dispone del tiempo para realizar una optimización o cálculo exhaustivo de toda la estructura con ese tipo de software. Se va a recurrir por lo tanto a la normativa internacional disponible para realizar un escantillonado lo más realista posible, siendo consciente que no deja de ser una aproximación a los métodos reales de escantillonado que se usan. La normativa que se va a usar es la norma internacional ISO 12215-5:2008, que trata el tema de las presiones de diseño, tensiones de diseño y determinación del escantillón, correspondiente a estructuras de tipo sándwich. Se va a hacer para ello un estudio del escantillón necesario en planchas y refuerzos de casco, costado, cubierta y mamparos. Tratando de ajustarse en todo lo posible a los límites marcados por la norma.

2.1. Normativa ISO 12215-5:2008

A continuación se van a resumir las fórmulas más importantes usadas, omitiendo las más obvias y menos importantes ya que no se pretende hacer un resumen de toda la norma en este apartado. Para un cálculo rápido y preciso se ha programado una hoja Excel con todas las fórmulas correspondientes a veleros de categoría A, con estructuras tipo sándwich de carbono.

A continuación se definen las fórmulas que determinan la presión de diseño, así como los escantillones de fondo costado, cubierta y superestructura:

- *Presión en el fondo, P_{BS}*

La presión de diseño en los fondos de los veleros P_{BS} es el mayor valor de:

$$P_{BS} = P_{BSBASE} \times k_{AR} \times k_{DC} \times k_L \quad kN/m^2 \quad \text{o}$$

$$P_{BSMÍN.} = 0.35 m_{LDC}^{0.33} + 1.4 L_{WL} \times k_{DC} \quad kN/m^2$$

Donde: $P_{BSBASE} = (2 m_{LDC}^{0.33} + 18) \times k_{SLs} \quad kN/m^2$

- $P_{BS\text{ BASE}}$: presión de base de los fondos de los veleros
- m_{LDC} : masa del desplazamiento en carga, en kg
- L_{WL} : eslora en flotación a plena carga, en m
- k_{SLS} : factor de corrección por “slamming”; tiene en cuenta las presiones más elevadas debidas al “slamming” que se pueden encontrar los veleros ligeros y estables cuando navegan en ceñida.
- k_{DC} : factor de la categoría de diseño; engloba la variación de las cargas de presión debidas a la mar con la categoría de diseño.
- k_{AR} : factor de reducción de presión; tiene en cuenta la variación de las cargas de presión según el tamaño del panel o refuerzo.
- k_L : factor longitudinal de presión; interpreta la variación de las cargas de presión debidas a la situación en la embarcación de los paneles.

- *Presión en el costado, P_{SS}*

La presión de diseño en los costados de los veleros P_{BS} es el mayor valor de:

$$P_{SS} = P_{DS\text{ BASE}} + [k_Z \times (P_{BS\text{ BASE}} - P_{DS\text{ BASE}})] \times k_{AR} \times k_{DC} \times k_L \quad kN/m^2 \quad \text{o}$$

$$P_{SS\text{ MÍN.}} = 1.4 L_{WL} \times k_{DC} \quad kN/m^2, \quad \text{siendo como mínimo } 5 \text{ kN/m}^2$$

Donde:

$P_{DS\text{ BASE}}$ presión de base de la cubierta de los veleros (definida a continuación)

k_Z factor de reducción de presión en el costado; interpola la presión del costado entre la presión en la flotación y la presión de la cubierta.

- *Presión en la cubierta, P_{DS}*

La presión de diseño de las cubiertas expuesta a la intemperie P_{DS} es el mayor valor de:

$$P_{DS} = P_{DS\text{ BASE}} \times k_{AR} \times k_{DC} \times k_L \quad kN/m^2 \quad \text{o}$$

$$P_{DS\text{ MÍN.}} = 5 \text{ kN/m}^2$$

donde:

$$P_{DS\text{ BASE}} = 0.5 m_{LDC}^{0.33} + 12 \quad kN/m^2$$

- *Presión de las superestructuras de los veleros, P_{DS}*

La presión de diseño de las cubiertas expuesta a la intemperie P_{DS} es el mayor valor de:

$$P_{SUPS} = P_{DSBASE} \times k_{AR} \times k_{DC} \times k_{SUP} \quad kN/m^2$$

donde:

k_{SUP} es el factor de reducción de presión para superestructuras y casetas.

- *Valores mínimos del módulo de inercia y del segundo momento:*

Módulo mínimo de inercia requerido para la capa exterior de una tira de un panel tipo sándwich de 1 cm de anchura:

$$SM_o/1cm \text{ de anchura} = \frac{b^2 \times k_C^2 \times P \times k_2}{6 \times 10^5 \times \sigma_{dto}} \quad \text{capa exterior } cm^3/cm$$

Módulo mínimo de inercia requerido para la capa interior de una tira de un panel tipo sándwich de 1 cm de anchura:

$$SM_i/1cm \text{ de anchura} = \frac{b^2 \times k_C^2 \times P \times k_2}{6 \times 10^5 \times \sigma_{dci}} \quad \text{capa interior } cm^3/cm$$

Segundo momento mínimo (momento de inercia) requerido para una tira de papel tipo sándwich de una anchura de 1 cm:

$$I/1cm \text{ de anchura} = \frac{b^3 \times k_C^3 \times P \times k_3}{12 \times 10^6 \times E_{io}} \quad cm^4/cm$$

Donde:

b : es la dimensión menor del panel

k_C : es el factor de corrección de curvatura para paneles curvos

P : es la presión de diseño (fondos, costados, cubierta, etc.) del panel

k_2 : es el factor de alargamiento del panel por resistencia a flexión

k_3 : es el factor de alargamiento de panel por rigidez en flexión

σ_{dto} : es la tensión de diseño en tracción sobre la capa exterior, es decir 0.5 veces la resistencia mínima de tracción (tensión de rotura) de la capa, en N/mm^2

σ_{dci} : es la tensión de diseño en compresión sobre la capa interior, en N/mm^2

E_{io} : valor medio de los módulos de elasticidad de las capas interior y exterior.

- *Espesor mínimo para soportar el esfuerzo cortante*

$$t_s \geq \sqrt{k_c} \frac{k_{SHC} \times P \times b}{1000 \times \tau_d}$$

Donde

$t_s = t_c + 0.5(t_i + t_o)$ es la distancia entre las partes medias del sándwich, en mm

t_o : es el espesor de la capa exterior del sandwich,

t_i : es la capa interior del sandwich, en mm

t_c : es el espesor del núcleo, en mm

K_{SHC} : factor de tensión de cizalla relacionado con el alargamiento

P : es la presión de diseño (fondos, costados, cubierta, etc.) del panel

b : es la dimensión menor del panel

τ_d : es la tensión de diseño del núcleo, en N/mm^2 , dependiendo de si el núcleo es de espuma sintética o de nido de abeja, esta tensión es el 65 o el 50% de la resistencia mínima de cizalla del núcleo.

- *Requisitos de masa mínima de fibra de los paneles tipo sandwich*

Para reducir el riesgo de perforación o daño de la capa exterior, la masa mínima requerida de fibra en kg por metro cuadrado viene dada por:

$$w_{os} = k_{DC} \times k_4 \times k_5 \times k_6 \times (0.1 L_{WL} + 0.15) \text{ kg/m}^2$$

$$w_{is} = 0.7 \times w_{os} \text{ kg/m}^2$$

Donde

w_{os} : es la masa de fibra por metro cuadrado de la capa exterior

w_{is} : es la masa de fibra por metro cuadrado de la capa interior

k_4 : es el factor de colocación para los paneles mínimos tipo sandwich

k_5 : es el factor de tipo de fibra para los paneles mínimos en sandwich

k_6 : es el factor de "cuidado" para las capas mínimas tipo sandwich

Cada uno de los factores definidos anteriormente varía según sean las características y la situación del panel o refuerzo, bajo diferentes fórmulas y consideraciones no incluidas en este resumen.

En los siguientes puntos del capítulo se aplican las ecuaciones anteriores, además de las condiciones y formulas no incluidas para calcular los espesores, módulos e inercias de cada panel de fondo, costado, cubierta y superestructura.

3. Escantillonado del casco

3.1 Procedimiento

Una vez programadas en una hoja *Excel*, las fórmulas de la normativa ISO 12215-5:2008 permiten calcular cual es la presión de diseño y qué espesor, módulos de inercia y momentos de inercia tiene que tener la sección de cada panel. La forma de proceder es básicamente dimensionar las características de los mayores paneles a lo largo de la eslora y de esta forma comprobar si salen valores razonables de espesores y peso, si los valores distan demasiado unos de otros es conveniente volver a replantear la distribución de refuerzos. Posteriormente hay que comprobar que el replanteo de los refuerzos también benefician al escantillonado del costado y de la cubierta, y viceversa. Es por lo tanto un proceso iterativo en el que hay que retroceder varias veces hasta poder encontrar la distribución de refuerzos que mejor se adapte tanto al fondo como al costado como a la cubierta.

En el cuaderno tres se hizo un primer reparto de refuerzos de fondo, costado y cubierta. Sin embargo después de ver las exigencias de la normativa se ha decidido añadir una varenga más en el compartimento C-5 y en el compartimento C-3, generando dos anillos estructurales más, formados por varenga, cuaderna y bao. Además de esto se ha retrasado un poco el mamparo más a proa, ya que la norma permite situarlo hasta 2.74 m a popa de parte más a proa del casco se ha situado a 2.35 m, coincidiendo de esta forma con el arraigo del puño de amura del foque; evitando así añadir un anillo estructural más en el compartimento C-2. Cuando se estudió la distribución de la bañera en cuadernos anteriores se adelantó un poco a proa el mamparo de entrada, por lo que se ha tenido que adelantar el mamparo estanco M6 y como consecuencia se ha añadido un anillo estructural entre el mamparo resistente de entrada y el extremo de popa. Además de esto al añadir el botolón de proa se decidió reforzar su arraigo y esta zona de proa con dos pequeños mamparos aligerados.

Para realizar un estudio lo más fiable posible se han buscado materiales existentes en el mercado. Si no se escogieran materiales reales se podría hacer diversas aproximaciones de las propiedades que recomiendan en la norma pero sin duda son mucho más conservadoras que las que ofrecen los materiales comerciales. Hay que entender que dependiendo de la orientación de las fibras, del tipo de tejido y de la combinación de las distintas capas van a resultar propiedades que van a variar notablemente de una elección a otra. Se han elegido materiales de la empresa *SP-High Modulus*, concretamente de la división de materiales compuestos *Gurit*. El nombre comercial de los preregs seleccionados es *SE 84LV*, material usado por varios sindicatos de la *America's Cup* y por varios veleros de la *Volvo Ocean Race* para la construcción de los cascos. Este material es altamente recomendado para estructuras sandwich de alto rendimiento, siendo ampliamente usado con núcleos de nido de abeja y espumas de diversa índole. Como espumas sintéticas se han escogido espumas tipo SAN de diferente densidad, Corecell

M100 para el fondo, y Corecell M80 para el costado que ofrece el fabricante. Además para la cubierta y los mamparos se han elegido núcleos de nido de abeja, de forma que se aligere en lo posible la estructura. No es recomendable usar núcleo de nido de abeja para el fondo y los costados debido a la higroscopicidad de este tipo de materiales, aunque es muy común su uso.

Para cada zona del casco se han variado los espesores, ya que la norma varía las exigencias en cada caso. Se han tratado de mantener las capas recomendadas por el fabricante, variando el espesor del núcleo para cumplir con la normativa. Como cada capa está compuesta por tejidos que tienen características mecánicas diferentes se hace necesario calcular las propiedades conjuntas en cada caso, sino se tendrían que coger unos valores medios y de nuevo se estarían falseando los resultados; se calculan para cada caso las propiedades reales de todo el laminado sandwich.

Las zonas de fondo y costado están separas por la flotación en máxima carga. Como máxima carga se ha tomado el desplazamiento con los tanques de lastre llenos, ya que así lo exige la normativa.

3.2 Escantillonado del fondo

Para el escantillonado del fondo se han escogido los paneles con una mayor separación entre refuerzos, que van a ser los que van a exigir un mayor escantillón. La separación de los paneles del fondo se puede ver en la siguiente imagen:

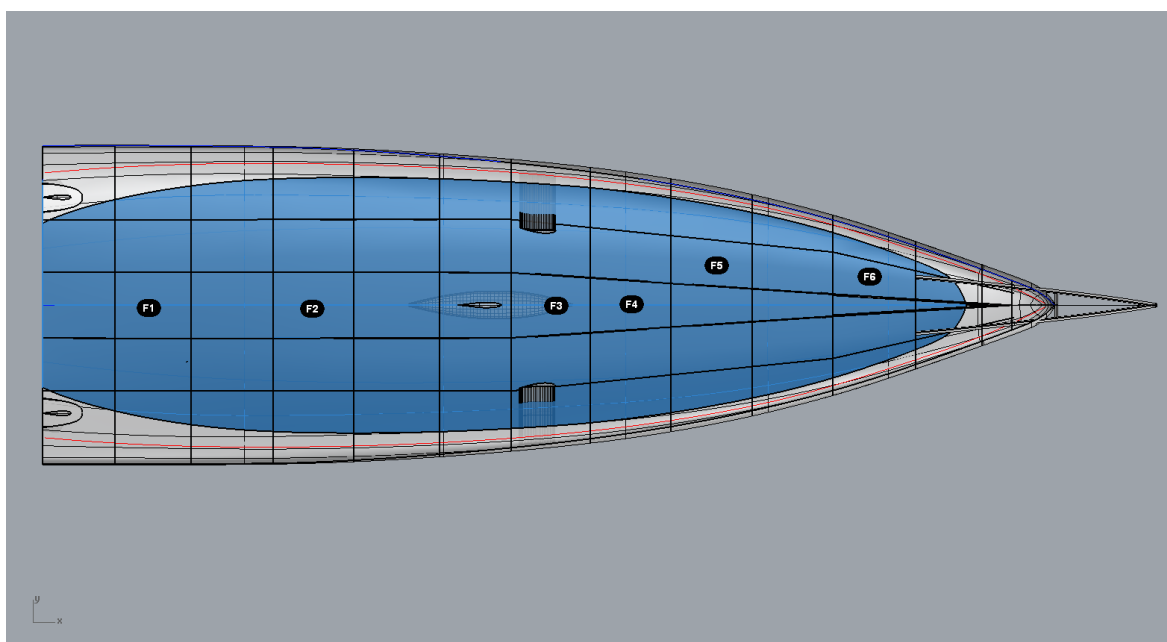


Fig. 6.1. Distribución de los paneles del fondo

Como se aprecia en la imagen la flotación divide el fondo y el costado según el reglamento, aun así en este proyecto se va a ampliar la superficie considerada fondo hasta el pantoque propiamente dicho, es decir hasta la curvatura en la que la superficie

pasa de ser prácticamente horizontal a vertical. Esta separación está indicada por la línea roja. Los paneles analizados son los que más exigencias mecánicas tienen.

A continuación se muestra el laminado que se va a usar para el fondo. Las características mecánicas son las que ofrece el fabricante, al ser materiales preimpregnados dichas características vienen referidas al conjunto de tela de carbono más resina epoxi.

	Tipo de laminado	Peso fibra g/m ²	% peso Wi	Peso g/m ²	Espesor ei mm	zi mm	Et N/mm ²	σ _{ut} N/mm ²	σ _{uc} N/mm ²	Resistencia de cizalla N/mm ²
Exterior	Satén	275	0,58	474	0,221	0,111	25700	546	687	55
	0,45 tafetan	194	0,581	334	0,214	0,328	55900	760	718	76
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	0,576	129200	2844	1187	79
	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,199	0,595	66400	1074	767	70
núcleo	corecell M100	100		2100	21	11,415	76	2,11	76	1,45
Interior	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,199	22,015	66400	1074	767	70
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	22,034	129200	2844	1187	79
	Satén	275	0,58	474	0,221	22,506	55900	546	687	55

Tabla 6.2. Características de las capas escogidas para el fondo

Como resultado de esta distribución se tienen las siguientes características de la sección.

Distancia del eje neutro al exterior del laminado	10,873	mm
Et N/mm ²	79847,649	N/mm ²
resistencia a tracción, σ _{ut}	1503,559	N/mm ²
resistencia a compresión, σ _{uc}	884,694	N/mm ²
Rigidez del laminado	15127603,728	N*mm ² /mm
Peso del laminado	5002,000	g/m ²
Espesor	22,616	mm
Peso capa exterior	1618,000	g/m ²
Peso capa interior	1284,000	g/m ²
Resistencia a rotura por cizalla	69,822	N/mm ²

Tabla 6.3. Características de la sección del laminado del fondo

La normativa requiere un peso mínimo de la capa exterior e interior para cada zona; es una forma de asegurar la resistencia a golpes y a la posibilidad de perforación. En concreto se exigen para el fondo 1.145 kg para la capa exterior y 0.802 kg para la capa interior, como se ve se cumple y se rebasa en más de un 40 % el mínimo exigido. Se podría, por lo tanto, rebajar el número de capas más aun pero se decide dar un margen de seguridad y de resistencia.

La inercia de la sección se ha calculado considerando el núcleo hueco, relativa al eje neutro, como exige la normativa.

Para las características del laminado definidas se obtienen los siguientes valores:

Planchas de costado								
plancha	b (mm)	l (mm)	A _{ISO} m ²	SM ₀ (cm ³ /cm)	SM _i (cm ³ /cm)	I (cm ⁴ /cm)	Ts (mm)	Requerido
F1	1200	1360	1,686	0,0447	0,0761	0,0729	20,9025	
F2	1200	1500	1,800	0,0480	0,0816	0,0804	21,8069	
F3	1000	1430	1,43	0,0369	0,0627	0,0540	19,4644	
F4	870	1440	1,253	0,0308	0,0523	0,0405	18,4833	
F5	830	1440	1,195	0,0285	0,0484	0,0361	17,9173	
F6	640	1420	0,909	0,0176	0,0299	0,0174	14,4139	Obtenido
				0,1904	0,1925	0,1889	22,6160	

Tabla 6.4. Características requeridas para las planchas principales del fondo

Se obtiene un laminado de 22.616 mm de espesor, y un peso de 5 kg el metro cuadrado para el fondo.

3.3 Escantillonado de los costados

Para el escantillonado de los costados se ha seguido un procedimiento similar al del fondo, se ha separado por planchas separadas por refuerzos y se ha ido comprobando uno a uno cuales eran los paneles limitativos, es decir, los de mayor área. Posteriormente en un proceso paralelo al dimensionamiento del fondo se han redistribuido los refuerzos de forma que los paneles se dividieran equitativamente para una mayor homogeneidad de refuerzos, de áreas y por lo tanto de espesores. En este caso se ha elegido una espuma tipo SAN más ligera que en el fondo: Corecell M80. Se ha optado por delimitar la longitud de los paneles mediante refuerzos transversales, es decir, mamparos y cuadernas; evitando de esta forma tener que situar ningún refuerzo longitudinal a la mitad del puntal. Se ha decidido esta solución debido a que la normativa exige un número de separaciones estancas tal que hace que esté muy limitada la longitud máxima de cada panel. Debido a esto y al bajo francobordo cuando se valoran las dimensiones de cada panel se hace lógico situar varios elementos transversales de forma que se formen paneles muy rectangulares. La otra opción sería incluir elementos longitudinales a mitad del puntal, pero con la disposición de elementos transversales ya se generan paneles con un área razonable. Además según la norma ISO se define un refuerzo natural como aquellas partes del casco que formen codillos, o para los paneles que formen un ángulo inferior a 130°, con pequeños radios de unión. La unión del fondo con el costado cumple esta condición a lo largo de la eslora, así que se considera que hay un refuerzo natural longitudinal en dicha unión.



Fig. 6.2. Distribución de los paneles del costado

Como disposición del sandwich el único cambio respecto al fondo es el referente al tipo de núcleo. Las capas exteriores e interiores se mantienen con los mismos materiales y espesores.

	Tipo de laminado	Peso fibra g/m ²	% peso Wi	Peso g/m ²	Espesor ei mm	zi mm	Et N/mm ²	σ_{ut} N/mm ²	σ_{uc} N/mm ²	Resistencia de cizalla N/mm ²
Exterior	Satén	275	0,58	474	0,221	0,111	25700	546	687	55
	0,45 tafetan	194	0,581	334	0,214	0,328	55900	760	718	76
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	0,576	129200	2844	1187	79
	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,199	0,595	66400	1074	767	70
núcleo	corecell M80	85		1700	20	10,915	76	1,62	56	1,09
Interior	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,199	21,015	66400	1074	767	70
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	20,539	129200	2844	1187	79
	Satén	275	0,58	474	0,221	21,506	55900	546	687	55

Tabla 6.5. Características de las capas escogidas para el costado

Como resultado de la variación del núcleo se obtienen diferentes características mecánicas al laminado del fondo.

Distancia del eje neutro al exterior del laminado	10,256	mm
Et N/mm ²	79847,649	N/mm ²
resistencia a tracción, σ_{ut}	1503,559	N/mm ²
resistencia a compresión, σ_{uc}	884,694	N/mm ²
Rigidez del laminado	13382734,260	N*mm ² /mm
Peso del laminado	4602,000	g/m ²
Espesor	21,616	mm
Peso capa exterior	1618,000	g/m ²
Peso capa interior	1284,000	g/m ²
Resistencia a rotura por cizalla	69,822	N/mm ²

Tabla 6.6. Características de la sección del laminado del costado

Las características exigidas para cada panel son las siguientes:

Planchas de costado								requerido
plancha	b (mm)	l (mm)	$A_{ISO} \text{ m}^2$	$SM_0 \text{ (cm}^3/\text{cm)}$	$SM_i \text{ (cm}^3/\text{cm)}$	$I \text{ (cm}^4/\text{cm)}$	$T_s \text{ (mm)}$	
C1	1180	1580	1,864	0,042	0,063	0,059	17,443	
C2	1300	1580	2,054	0,049	0,074	0,075	18,909	
C3	1400	1290	1,670	0,050	0,075	0,077	19,056	
C4	1380	1440	1,987	0,057	0,084	0,092	20,228	
C5	1380	1440	1,987	0,057	0,084	0,092	20,228	
C6	1500	1420	2,130	0,060	0,089	0,100	20,815	
				0,181	0,183	0,172	21,616	obtenido

Tabla 6.7. Características requeridas para las planchas principales del costado

3.4. Escantillonado de la cubierta

Al igual que en el fondo y el costado, en la cubierta se muestran los resultados de aquellos paneles que tienen una mayor área. En la imagen se pueden ver los paneles seleccionados.

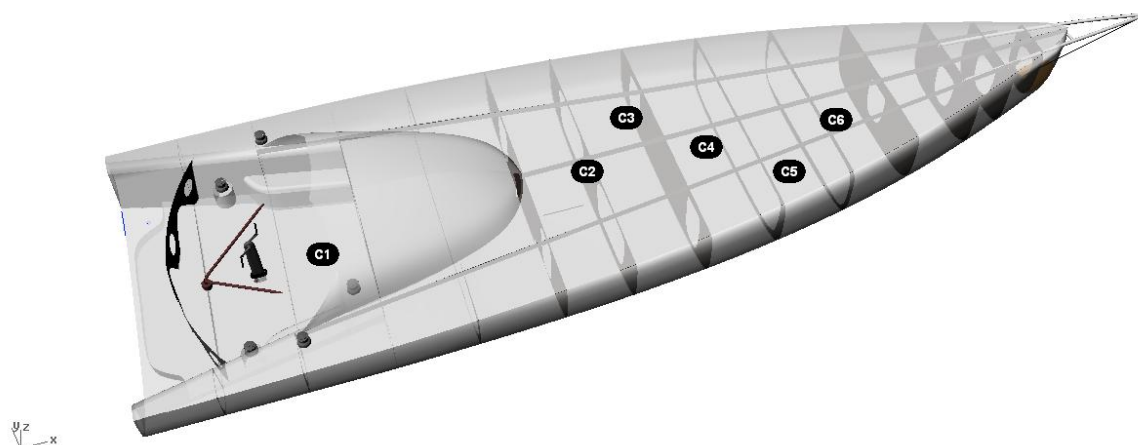


Fig. 6.3. Distribución de los paneles de cubierta

En el caso de la cubierta se diseñan los paneles con un núcleo de nido de abeja elaborado con papel de kevlar impregnado con resinas fenólicas. El fabricante escogido es *Hexcel*, y el nombre comercial del nido de abeja escogido es *HRH-36-3.2-48*, posee una densidad de 48 Kg/m^3 y una resistencia a compresión de 2.4 Mpa . Para las pieles interior y exterior se seleccionan las mismas capas que en el caso del fondo y de los costados. La

normativa exige una menor presión de diseño para la cubierta y superestructura que para los costados y el fondo, de modo que se permite una mayor luz entre refuerzos y por lo tanto unos paneles mayores que en los dos casos anteriores. Para la cabina se escoge también el mismo material que para la cubierta.

	Tipo de laminado	Peso fibra g/m ²	% peso Wi	Peso g/m ²	Espesor ei mm	zi mm	Et N/mm ²	σ_{ut} N/mm ²	σ_{uc} N/mm ²	Resistencia de cizalla N/mm ²
Exterior	Satén	275	0,58	474	0,221	0,111	25700	546	687	55
	0,45 tafetan	194	0,581	334	0,214	0,328	55900	760	718	79
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	0,576	129200	2844	1187	76
	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,214	0,388	55900	760	718	79
Núcleo	HRH-36-3.2-48	48		672	14	7,930	100	1,45	2,4	0,86
Interior	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,199	15,030	66400	1074	767	70
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	14,554	129200	2844	1187	79
	Satén	275	0,58	474	0,221	15,521	55900	546	687	55

Tabla 6.8. Características de las capas escogidas para la cubierta

Al tener un núcleo con una densidad menor a los anteriores se consigue un peso de tan solo 3.574 kg por metro cuadrado.

Distancia del eje neutro al exterior del laminado	7,430	mm
Et N/mm ²	78346,291	N/mm ²
resistencia a tracción, σ_{ut}	1458,410	N/mm ²
resistencia a compresión, σ_{uc}	877,183	N/mm ²
Rigidez del laminado	6644596,347	N*mm ² /mm
Peso del laminado	3574,000	g/m ²
Espesor	15,631	mm
Peso capa exterior	1618,000	g/m ²
Peso capa interior	1284,000	g/m ²
Resistencia a rotura por cizalla	70,881	N/mm ²

Tabla 6.9. Características de la sección del laminado de la cubierta

Las características exigidas para cada panel se muestran a continuación.

Planchas de cubierta								Requerido
plancha	b (mm)	l (mm)	A _{ISO} m ²	SM ₀ (cm ³ /cm)	SM _i (cm ³ /cm)	I (cm ⁴ /cm)	Ts (mm)	
C1	1360	2330	3,169	0,024	0,040	0,069	14,189	
C2	1500	1280	1,920	0,012	0,020	0,023	14,294	
C3	1110	1280	1,434	0,008	0,013	0,012	13,842	
C4	1180	1450	1,711	0,011	0,018	0,017	14,762	
C5	1003	1460	1,464	0,009	0,015	0,013	14,412	
C6	980	1460	1,457	0,009	0,014	0,012	14,357	
				0,129	0,131	0,088	15,631	Obtenido

Tabla 6.10. Características requeridas para las planchas principales de cubierta

3.5. Escantillonado de los mamparos

Para el escantillonado de mamparos la normativa ISO separa los mamparos estancos y los mamparos resistentes, generando una mayor presión de diseño para los mamparos resistentes que para los estancos. En el caso que aquí se está tratando se van a tomar los mamparos estancos como mamparos resistentes ya que han sido situados teniendo en cuenta el aporte de resistencia que pueden generar.

La estructura de los mamparos va a ser similar a la de la cubierta, sin embargo se ha decidido situar una capa menos en lo que antes se denominaba exterior ya que normalmente los mamparos no van a estar situados a la intemperie y expuestos a golpes de mar, además se ha escogido un núcleo de nido de abeja más ligero que el usado para la cubierta. De esta forma se consigue ahorrar peso, siempre dentro de los límites marcados por la normativa.

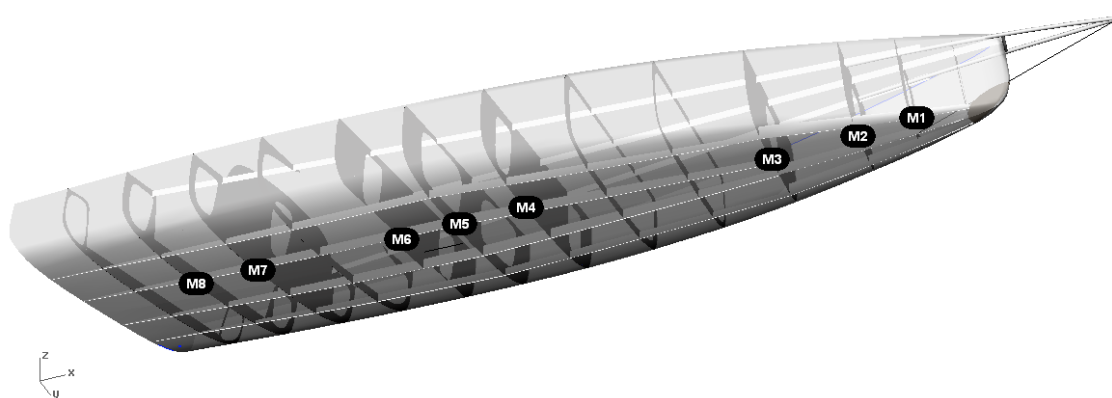


Fig. 6.4. Distribución longitudinal de mamparos

A la hora del cálculo la normativa no es muy limitativa en cuanto al escantillón de los mamparos, pero sin embargo el momento de inercia que se requiere para la sección de los mamparos de gran superficie es bastante grande. Es por esto que se ha elegido un núcleo ligero, para poder aumentar el momento de inercia de la sección, agrandando el espesor y la rigidez sin que se vea perjudicada la ligereza de la pieza.

	Tipo de laminado	Peso fibra g/m ²	% peso Wi	Peso g/m ²	Espesor ei mm	zi mm	Et N/mm ²	σ_{ut} N/mm ²	σ_{uc} N/mm ²	Resistencia de cizalla N/mm ²
Exterior	Satén	275	0,58	474	0,221	0,111	25700	546	687	55
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	0,362	129200	2844	1187	76
	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,214	0,388	55900	760	718	79
Núcleo	HRH-36-4.8-28	28 g/m ³		840	30	15,716	63	0,78	1	0,43
Interior	0,90 tafetan	194	0,581	334	0,199	29,816	66400	1074	767	70
	0, uni.	300	0,63	476	0,281	29,554	129200	2844	1187	79
	Satén	275	0,58	474	0,221	30,307	55900	546	687	55

Tabla 6.11. Características de las capas escogidas para los mamparos

Como resultado de la sección escogida se tienen las siguientes características:

Distancia del eje neutro al exterior del laminado	16,577	mm
Et N/mm ²	81736,203	N/mm ²
Resistencia a tracción, σ_t	1563,886	N/mm ²
Resistencia a compresión, σ_c	901,223	N/mm ²
Rigidez del laminado	26816285,537	N*mm ² /mm
Peso del laminado	3408,000	g/m ²
Espesor	31,417	mm
Peso capa exterior	1284,000	g/m ²
Peso capa interior	1284,000	g/m ²
Resistencia a rotura por cizalla	69,655	N/mm ²

Tabla 6.12. Características de la sección del laminado de los mamparos

Gracias al núcleo de nido de abeja de baja densidad el peso es incluso algo menor que en el caso de la cubierta, siendo la sección prácticamente el doble. En la tabla siguiente se aprecia lo que se ha comentado en líneas anteriores, se ve como los valores de los momentos de inercia requeridos son bastante superiores a los valores requeridos en las planchas del fondo, costados y cubierta. En realidad se podrían diseñar diferentes espesores ajustando cada mamparo a lo que requiere la normativa, pero en principio se elige un único escantillón para todos los mamparos.

Planchas de cubierta								Requerido
Mamparo	b (mm)	l (mm)	A _{ISO} m ²	SM ₀ (cm ³ /cm)	SM _i (cm ³ /cm)	I (cm ⁴ /cm)	Ts (mm)	
M1	705	1115	0,786	0,028	0,049	0,061	7,754	
M2	1115	1145	1,277	0,049	0,085	0,140	9,762	
M3	1115	1595	1,778	0,067	0,117	0,223	11,738	
M4	1230	2240	2,775	0,091	0,157	0,321	14,185	
M5	1000	1200	1,200	0,047	0,082	0,131	9,606	
M6	11100	2260	2,059	0,075	0,131	0,264	13,073	
M7	1500	1850	2,775	0,175	0,175	0,283	23,538	
M8	300	1200	0,225	0,008	0,014	0,008	6,129	
M9	300	1200	0,225	0,008	0,014	0,008	6,129	Obtenido
				0,217	0,213	0,334	31,417	

Tabla 6.13. Características requeridas para los mamparos

4. Escantillonado de refuerzos

4.1 Normativa ISO 12215-5

La normativa ISO tiene una parte importante dedicada a los refuerzos. En ella se imponen coeficientes similares a los usados para escantillonar el casco pero con diferentes valores mínimos y máximos. Se definen dos dimensiones principales, " l_u ", que es la longitud de los refuerzos y " s " la separación longitudinal entre refuerzos. Dado que se está trabajando con paneles sandwich resulta mucho más cómodo para la construcción definir anillos estructurales completos, evitando así uniones complicadas y aristas vivas donde se puedan producir concentración de tensiones. Es por ello que se definen conjuntamente varenga, cuaderna y bao, sin embargo para el cálculo de la sección mínima de cada parte de este anillo estructural se usan las medidas " s " y " l_u " como sigue:

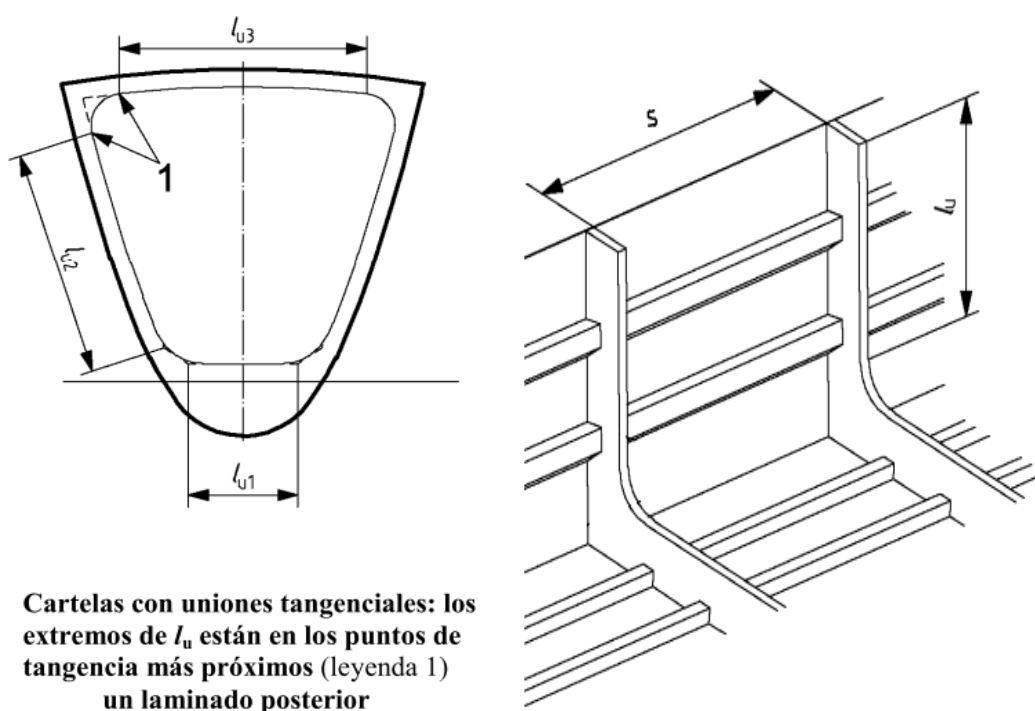


Fig. 6.4. Medidas de los refuerzos según la norma ISO 12215-5

Debido a que las fórmulas son prácticamente iguales que las mostradas al principio de este cuaderno no se vuelven a mostrar. Los cambios más significativos son en los coeficientes que se aplican a dichas fórmulas, en cuanto a las presiones de diseño la norma estipula que se usen la del panel adyacente.

4.2 Procedimiento

El procedimiento a seguir es un proceso similar al seguido para dimensionar los paneles que conforman el casco; se resume en un proceso iterativo de dimensionamiento tratando de que se cumplan las características mínimas en cuanto al módulo y momento de inercia que pide la regla, minimizando el peso para dichas condiciones.

4.3 Escantillonado de los refuerzos del casco

En las imágenes de epígrafe correspondiente al dimensionamiento de los paneles se apreciaban los refuerzos, tanto transversales como longitudinales del fondo, costados y cubierta, sin embargo para una identificación eficaz de cada refuerzo se vuelven a mostrar.

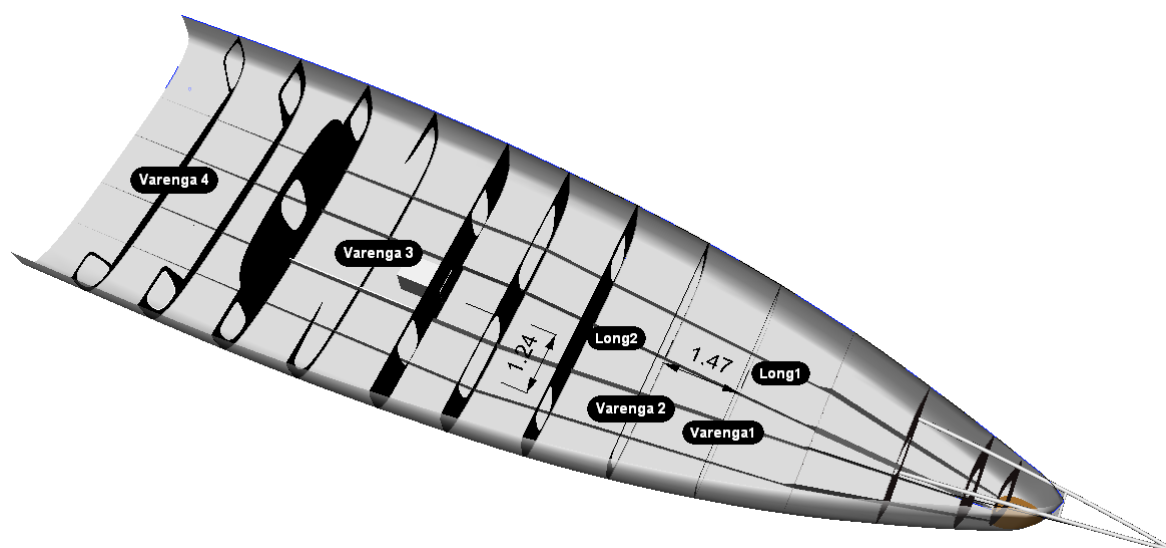


Fig. 6.5. Distribución de los refuerzos del fondo

Como se ha podido apreciar cuando se han dimensionado los paneles, el fondo se ha dividido por medio de cuatro varengas y cuatro longitudinales que lo recorren de proa a popa. De esta forma se consigue dividir el fondo en paneles más o menos rectangulares con medidas asumibles por el reglamento. Para dimensionar las varengas se ha tomado su longitud " l_u " a lo largo de toda la manga, en lugar de dividirla en varias secciones, ya que es un elemento que cobra una relativa importancia en la estructura del fondo. Con los longitudinales se ha tomado " l_u " como la distancia entre los mamparos estructurales, asegurando de esta forma la continuidad estructural de los mismos.

Como se ha explicado en el epígrafe anterior se toma como un refuerzo natural el pantoque, ya que así lo hace el reglamento si la unión entre el fondo y la cubierta forman menos de 130° . Es por esto que " s " en los longitudinales de fondo se toma como la distancia entre ellos, y en el caso del longitudinal 1 se tomará la distancia hasta que el costado es vertical, o la distancia al longitudinal 2 en caso de que ésta sea mayor. En el caso de las varengas " s " se toma como la separación entre varenga y varenga, o varenga

y mamparo, eligiendo la que sea mayor. Para la nomenclatura se va a seguir la denominación de los mamparos para llamar al compartimento C1 al espacio entre el mamparo M1 y M2; C2 al compartimento que hay entre los mamparos M2 y M3 y así sucesivamente.

A continuación se muestran los valores que se les exigen a los refuerzos mostrados anteriormente.

Refuerzos de fondo						Requerido
Refuerzo	lu (mm)	s (mm)	Adiseño (m ²)	SM (cm ³)	I (cm ⁴)	
L1-C1	1220	520	0,491	2,655	3,806	
L1-C2	1470	700	0,713	5,189	8,964	
L1-C3	4310	1100	4,774	67,280	333,814	
L1-C4	2670	1200	2,353	24,315	70,357	
L1-C5	3000	1240	2,970	32,744	108,158	
L1-C6	4220	1300	5,486	72,891	350,844	
Varenga 1	3920	1480	5,071	72,566	322,365	
Varenga 2	4520	1480	6,690	98,820	512,285	
Varenga 3	5670	1510	8,562	159,392	1052,650	
Varenga 4	5700	1390	7,923	148,375	985,387	

Tabla 6.14. Características requeridas para los refuerzos de fondo

Como se aprecia en el cuadro en las varengas se necesita una mayor inercia del refuerzo, es por esto que se decide por dimensionar dos refuerzos de distinta altura, uno común para los longitudinales y otro para todas las varengas.

Para el espesor de plancha del fondo que se ha seleccionado anteriormente el reglamento exige un espesor mínimo de la capa que conforma el alma del refuerzo de 2.381 mm y da un ancho de plancha asociada de 82.320 mm.

Con estas características se decide por seleccionar un perfil de tipo “sombbrero de copa alto”, cuyas proporciones mínimas van reguladas por el reglamento.

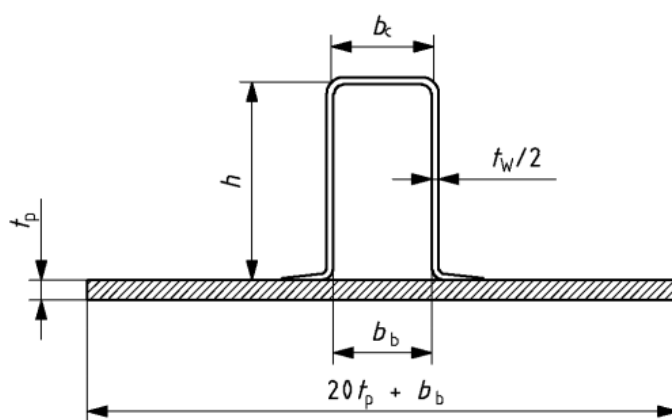


Fig. 6.5. Medidas del ala, del alma y de la plancha asociada según ISO 12215-5

Las proporciones exigidas son que la altura h tiene que estar comprendida entre dos y tres veces b_c para evitar fenómenos de pandeo.

Los resultados del cálculo directo del refuerzo para los longitudinales se muestran a continuación:

Ala						
Tipo de laminado	Peso fibra g/m2	% peso W_i	Peso de la capa, g/m2	Espesor e_i mm	z_i mm	$E t$ N/mm2
Satén	275,000	0,580	474,000	0,956	0,478	55900,000
0,45 tafetan	194,000	0,581	334,000	0,584	1,248	55900,000
0, uni.	300,000	0,630	476,000	0,956	2,018	129200,000
0,90 tafetan	194,000	0,581	334,000	0,584	2,788	66400,000
Satén	275,000	0,580	474,000	0,956	3,558	55900,000
			2092,000	4,036		

Alma						
Tipo de laminado	Peso fibra g/m2	% peso W_i	Peso de la capa, g/m2	Espesor e_i mm	z_i mm	$E t$ N/mm2
0,90 tafetan	194,000	0,581	334,000	0,956	0,478	66400,000
0, uni.	300,000	0,630	476,000	0,956	1,434	129200,000
Satén	275,000	0,580	474,000	0,956	2,390	55900,000
			1284,000	2,868		

Laminado completo						
	Espesor e_i mm	Ancho o alto, l	Área S_i mm2	E_i n/mm2	$S_i * E_i$	Dist. A borde de plancha, z_i
Ala	4,036	50,000	201,8	74781,764	15090960	126,6
Alma	6,329	100,000	632,8	83833,333	53057913	72,6
Plancha asociada	22,616	82,320	1861,7	79847,649	148656289	11,3
			2696,4		216805162	

Tabla 6.15. Características de los longitudinales

	Resultados ala	Resultados alma	Unidades
Distancia del eje neutro al exterior del laminado	2,034	1,394	mm
Rigidez, EI	315328,665	124785,061	N/mm4/mm
Módulo de elasticidad, E	74781,764	83833,333	N/mm12
Inercia del laminado, I	4,217	1,488	mm4/mm

Resultados del refuerzo		
Distancia del eje neutro al borde de la plancha asociada	34,340	mm
Rigidez, EI	330660547,580	N/cm4/mm2
Et	80404,023	N/mm2
Inercia I	411,249	cm ⁴
Módulo respecto a la plancha asociada	119,757	cm3
Módulo respecto al borde del ala	44,550	cm3
Peso del laminado	3701,000	g/m2

Tabla 6.16. Resultados de la sección del longitudinal

Como material de relleno del refuerzo se ha escogido una espuma de baja densidad tipo SAN, el nombre comercial es Corecell M60, con una densidad de 65 kg/m³. En el peso del refuerzo se incluye el peso del núcleo.

El resultado que se obtiene supera los requerimientos de la normativa resumidos en la página anterior para los longitudinales de fondo. Para las varengas se escoge el mismo tipo de perfil pero aumentando la altura del alma hasta 150 mm y la anchura del ala hasta 80 mm. A continuación se muestran los resultados obtenidos después de dichas variaciones, tanto el material que conforma la capa del alma como el del ala son los mismos mostrados en la página anterior.

Laminado completo						
	Espesor ei mm	Ancho o alto, l	Área Si mm2	Ei n/mm2	Si*Ei	Dist. A borde de plancha, zi
Ala	4,036	80,000	322,880	74781,764	24145536,000	176,652
Alma	6,329	150,000	949,346	83833,333	79586869,970	97,616
Plancha asociada	22,616	112,320	2540,229	79847,649	202831321,921	11,308
			3812,455		306563727,891	

Tabla 6.16. Características de las varengas

	Resultados ala	Resultados alma	Unidades
Distancia del eje neutro al exterior del laminado	2,034	1,394	mm
Rigidez, EI	315328,665	124785,061	N/mm4/mm
Módulo de elasticidad de ala, Eala	74781,764	83833,333	N/mm12
Inercia del laminado, I	4,217	1,488	mm4/mm
Resultados del refuerzo			
Distancia del eje neutro al borde de la plancha asociada	46,737		mm
Rigidez, EI	1019091597,716		N/cm4/mm2
Et	80411,097		N/mm2
Inercia I	1267,352		cm ⁴
Módulo respecto a la plancha asociada	271,166		cm3
Módulo respecto al borde del ala	97,553		cm3
Peso del laminado	4156,000		g/m2

Tabla 6.16. Resultados de la sección de las varengas

Como se aprecia se incrementa notablemente la inercia y el módulo de la sección con un incremento aproximado de peso del 10 % respecto al refuerzo usado para los longitudinales.

4.4. Escantillonado de los refuerzos de costado

Como refuerzos de costado se tienen las cuadernas que son la continuación de las varengas dimensionadas en el epígrafe anterior. Para su dimensionamiento se va a proceder igual que hasta ahora, primero se comprueba que requisitos pide la normativa para dichos refuerzos y después se escoge un refuerzo concreto que los cumpla. Se van a denominar siguiendo el nombre de cada varenga contigua. Es decir, cuaderna C1 a C4 desde proa a popa.

Refuerzos de costado					
Refuerzo	lu (mm)	s (mm)	Adiseño (m ²)	SM (cm ³)	I (cm ⁴)
C1	1490	1510	0,753	6,466	7,475
C2	1490	1510	0,753	6,466	7,475
C3	1320	1600	0,845	6,518	8,091
C4	1007	1420	0,335	2,777	2,170

Tabla 6.17. Características requeridas para las cuadernas

Manteniendo el laminado expuesto en los refuerzos del fondo, y escogiendo una altura del alma de 100 mm, y una anchura del ala de 50 mm se tienen valores similares a los longitudinales de fondo. Sin embargo al ser la plancha asociada del costado diferente a la del fondo aporta unas menores propiedades globales, de ahí la diferencia:

Resultados del refuerzo de costado		
Distancia del eje neutro al borde de la plancha asociada	50,825	mm
Rigidez, EI	241435147,626	N/cm ⁴ /mm ²
Et	80826,067	N/mm ²
Inercia I	298,710	cm ⁴
Módulo respecto a la plancha asociada	58,772	cm ³
Módulo respecto al borde del ala	39,920	cm ³
Peso del laminado	3701,000	g/m ²

Tabla 6.18. Características de la sección de las cuadernas

Como se ve los valores del refuerzo son más que suficientes para superar las exigencias de la norma.

4.5. Escantillado de los refuerzos de cubierta

Los refuerzos de cubierta tienen también una gran importancia ya que absorben la presión que transmiten los paneles de cubierta cuando se embarca agua, algo muy común en las navegaciones oceánicas que realizan este tipo de veleros. El proceso a seguir es el mismo que se ha seguido hasta ahora, se determinan las exigencias del reglamento para este tipo de refuerzos y posteriormente se busca un perfil adecuado.

Como se aprecia en la imagen mostrada cuando se estaba dimensionando los paneles de cubierta, se tienen tres longitudinales de cubierta, y las continuaciones superiores de los anillos estructurales transversales formados por los baos. De esta forma se tiene el longitudinal L1 de crujía y el L2 que es el más alejado del mismo a cada banda. A los baos se les va a denominar B1, B2, B3 y B4 de proa a popa atendiendo a la misma nomenclatura usada para las cuadernas y las varengas. Para los longitudinales se va a seguir el mismo criterio que en el fondo, se toma la longitud o luz de cada uno de ellos como la distancia entre mamparos resistentes, y la separación “s” a la separación entre los longitudinales o entre el longitudinal y el casco, la que sea mayor.

Refuerzos de cubierta						Requerido
Refuerzo	lu (mm)	s (mm)	Adiseño (m ²)	SM (cm ³)	I (cm ⁴)	
L1-C1	1230	540	0,499	0,253	0,256	
L1-C2	1480	900	0,723	0,611	0,743	
L1-C3	4560	1270	5,791	13,229	62,986	
L1-C4	2710	1410	2,424	3,601	8,844	
L2-C5	4480	1910	6,623	17,581	81,972	
B1	3790	1440	4,740	9,801	37,332	
B2	4430	1470	6,476	14,299	65,785	

Tabla 6.19. Características requeridas para los refuerzos de cubierta

A diferencia del fondo, los dos refuerzos transversales no existen ya que está la bañera y la cubierta, a su vez el longitudinal dos solo se ha tenido en cuenta en el compartimento 5, ya que el longitudinal de crujía presenta mayores espacios entre refuerzos que el número 2.

A modo de sobredimensionar la estructura se elige un único perfil para todos los refuerzos de cubierta, facilitando así la construcción y evitando el acoplamiento de diferentes perfiles a su paso de un compartimento a otro. Como se comentó al principio de este cuaderno, para un correcto estudio y optimización de los refuerzos y planchas se hace necesario recurrir a un estudio por elementos finitos, por lo tanto carece de sentido tratar de afinar mucho más.

Se escoge el perfil de sombrero de copa alto con una anchura de 50 mm y una altura de 100 mm. Aportando las siguientes características mecánicas:

Resultados refuerzo		
Distancia del eje neutro al borde de la plancha asociada	51,809	mm
Rigidez, EI	201396653,235	N/cm ⁴ /mm ²
E_t	80394,077	N/mm ²
Inercia I	250,512	cm ⁴
Módulo respecto a la plancha asociada	48,353	cm ³
Módulo respecto al borde del ala	36,917	cm ³
Peso del laminado	3701,000	g/m

Tabla 6.20. Resultados obtenidos para los refuerzos de cubierta

Una vez más al cambiar las propiedades de la plancha asociada cambia también el resultado de las características finales del conjunto.

5. Dimensionamiento de la arboladura

El dimensionamiento de la arboladura de cualquier velero es siempre una parte muy importante del proceso de diseño de la embarcación. Si no se dimensiona correctamente todo el trabajo de diseño anterior se ve perjudicado ya que una rotura de cualquiera de sus componentes dejaría el velero sin su principal sistema de propulsión.

La función de la arboladura de un velero es soportar las velas usadas para propulsarlo. Para maximizar la estabilidad y la capacidad de la superficie vélica el aparejo debe de ser muy ligero, con el centro de gravedad lo más bajo posible. Al mismo tiempo el efecto del viento debe de ser minimizado para reducir la resistencia y mejorar el flujo de aire alrededor de las velas. Por otro lado la arboladura debe de tener cierta capacidad de deformación, de una manera controlable para trimar las velas sin perder capacidad de carga. Estos requerimientos hacen del diseño un desafío muy interesante.

Uno de las tareas más difíciles para diseñar un mástil es estimar la máxima condición de carga para el aparejo. Esta condición de carga determina las dimensiones de la sección del mástil a la vez que el espesor y el diámetro de los stays; las cargas básicamente determinan el peso total del aparejo. Para que el lector se haga una idea de cómo influye la masa del mástil se puede decir que aproximadamente por cada kg extra aplicado en el centro de gravedad del mástil de un Open 60 se necesitan cerca de cuatro kg extra en el bulbo para compensarlo. De ahí que el equilibrio sea tan delicado que lleve a los diseñadores a generar palos muy ligeros que a veces terminan su vida de forma brusca cuando se enfrentan a mayores cargas que las de diseño.

En el caso concreto de los IMOCA Open 60 ocurre un hecho un tanto significativo y es que al ser una clase abierta desde hace unos años se ha vuelto común el variar las arboladuras, es decir, hay varias disposiciones en la flota y ninguna de ellas se ha llegado a imponer con claridad. Se dividen básicamente en tres tipos diferentes:

- Arboladura clásica. Con varias crucetas repartidas a lo largo de la altura del mástil. Claramente es la opción más fiable ya que es la disposición más antigua y de la que se tienen más datos. Sin embargo el perfil de este tipo de palos ofrece un menor rendimiento y una resistencia grande en rumbos de través y descuartelar, entre 60 y 90° de incidencia del viento. En ceñida tiene un buen rendimiento ya que beneficia el flujo de viento en el grátil de la vela mayor.
- Mástil giratorio con outriggers o alas de gaviota. Este tipo de arboladura ofrece unas grandes ventajas aerodinámicas prácticamente para todos los rumbos ya que es capaz de girar sobre su base y orientarse junto con la vela, de forma que se homogeneiza el flujo sobre el grátil de la vela mayor y se aumenta la eficiencia de la vela aproximadamente en un 15%. Hacen el aparejo mucho más simple y ligero ya que se eliminan crucetas, obenques bajos y medios dando como resultado un centro de gravedad más bajo y beneficiando bastante a la estabilidad transversal. Además de esto se pueden optimizar las velas de proa para rumbos abiertos ya

que los outriggers (travesaños transversales que sobresalen de la manga por ambos costados) también sirven para alejar del casco el puño de escota de dichas velas. Los obenques trabajan mucho más eficientemente ya que el ángulo que forman con el mástil es mayor que en el aparejo convencional, esto tiene como consecuencia una disminución grande de la compresión ejercida sobre el mástil. El inconveniente es que al eliminarse las crucetas y los obenques medios y bajos se necesita una mayor sección para evitar el pandeo; al tener una mayor sección tiene una mayor masa que un palo convencional por lo que se suelen construir al límite de la ligereza.

- Palo giratorio con piso de crucetas articuladas y diamante. Son una solución intermedia entre los dos tipos de aparejo nombrados anteriormente. Suelen ser algo más pesados que los aparejos clásicos pero tienen la ventaja de tener un centro de gravedad más bajo, además de que mejoran el rendimiento aerodinámico de éstos.



Fig. 6.6 Arboladuras más usadas en la clase IMOCA Open 60

El tipo de elección depende mucho de las preferencias del patrón ya que cada arboladura tiene unas características que gustan más o menos dependiendo de su experiencia personal. En este proyecto se va a optar por una arboladura de palo giratorio con outriggers. Es una elección un tanto arriesgada pero es interesante desde el punto de vista del estudio ya que no se encuentra apenas bibliografía al respecto.

Se encuentran diversos métodos para el diseño de mástiles, por lo que antes de elegir uno u otro se hace necesario clarificar sus ventajas y desventajas:

Método	Ventajas	Desventajas
Euler-Bernoulli	Común y bien entendido	Requiere exactitud en las cargas aplicadas
	Fiabilidad de resultados	Puede resultar tedioso calcular todos los escenarios posibles
	Adaptable a cualquier tipo de diseño	
P-A	Aplica la teoría de la columna viga correctamente a mástiles	Raramente aplicada a mástiles de veleros
	Existen normalizaciones para muchos materiales	Requiere exactitud en las cargas aplicadas
Skene's	Probado historicamente y en uso desde hace un siglo	Enteramente empírico
	Rápido y simple	No está basado en veleros actuales
	Facilmente aplicado en un diseño preliminar	Requiere conocer el momento adrizante
Nordic Boat Standard	Es el más moderno	No está basado en las cargas de las velas
	Separa el mástil en paneles	
	Permite el diseño de mástiles cónicos	Requiere conocer el momento adrizante
	Resulta fácil optimizar la solución	

Tabla 6.21. Métodos más usados para el diseño de mástiles

El método de Euler elabora una representación lineal de un fenómeno no linear y es válido para estructuras ideales sometidas a compresión pura. En la práctica, como en el caso de un velero esta situación ideal nunca ocurre. La fuerza distribuida de la vela mayor y cargas concentradas de los obenques y stays hace que el mástil nunca trabaje en esta condición.

Los métodos P-A y Skene's raramente se aplican a veleros actuales.

En términos de diseño de mástiles para veleros sólo el Nordic Boat Standard (NBS) tiene un método específico de cálculo.

5.1. Diseño de la jarcia fija transversal.

El método del Nordic Boat Standard diferencia los mástiles dependiendo del tipo de obenques que lleve:

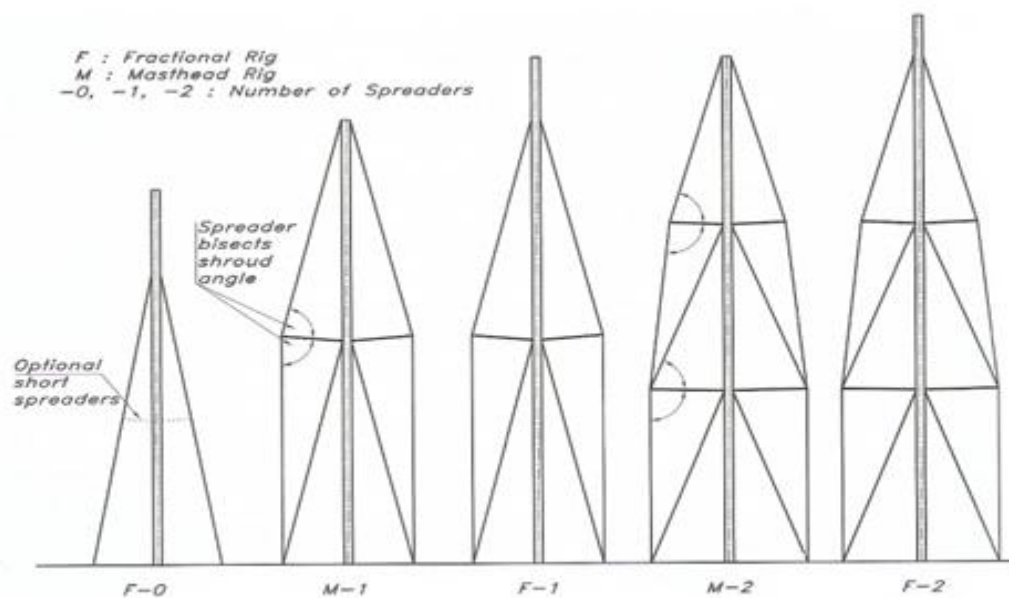


Fig. 6.7 Tipos de jarcia transversal para el método NBS

Como se puede apreciar no hay ninguno que tenga outriggers, pero se puede hacer una aproximación al F-1 eliminando la cruceta, abriendo el ángulo de los obenques y reduciendo considerablemente las cargas de compresión del palo.

Para dimensionar la arboladura, la carga está basada en el momento. Las velas varían la carga dependiendo de las condiciones de viento, sin embargo se asume como una hipótesis de trabajo que la máxima carga que pueden producir es igual a dicho momento adrizante. Para escoras mayores las velas reducen su resistencia al viento al reducir el área proyectada y por lo tanto no se transmite tanta presión en la arboladura.

Para propósitos de diseño se estudian dos escenarios: un primer caso que supone sólo una vela de proa y un segundo caso con la mayor rizada. En el caso 1 la fuerza transversal T_1 es el momento adrizante dividido por la distancia desde la flotación a la fijación del obenque más alto. No importa qué tipo de vela de proa se tenga izada ya que la fuerza de dimensionamiento se calcula a partir del momento adrizante.

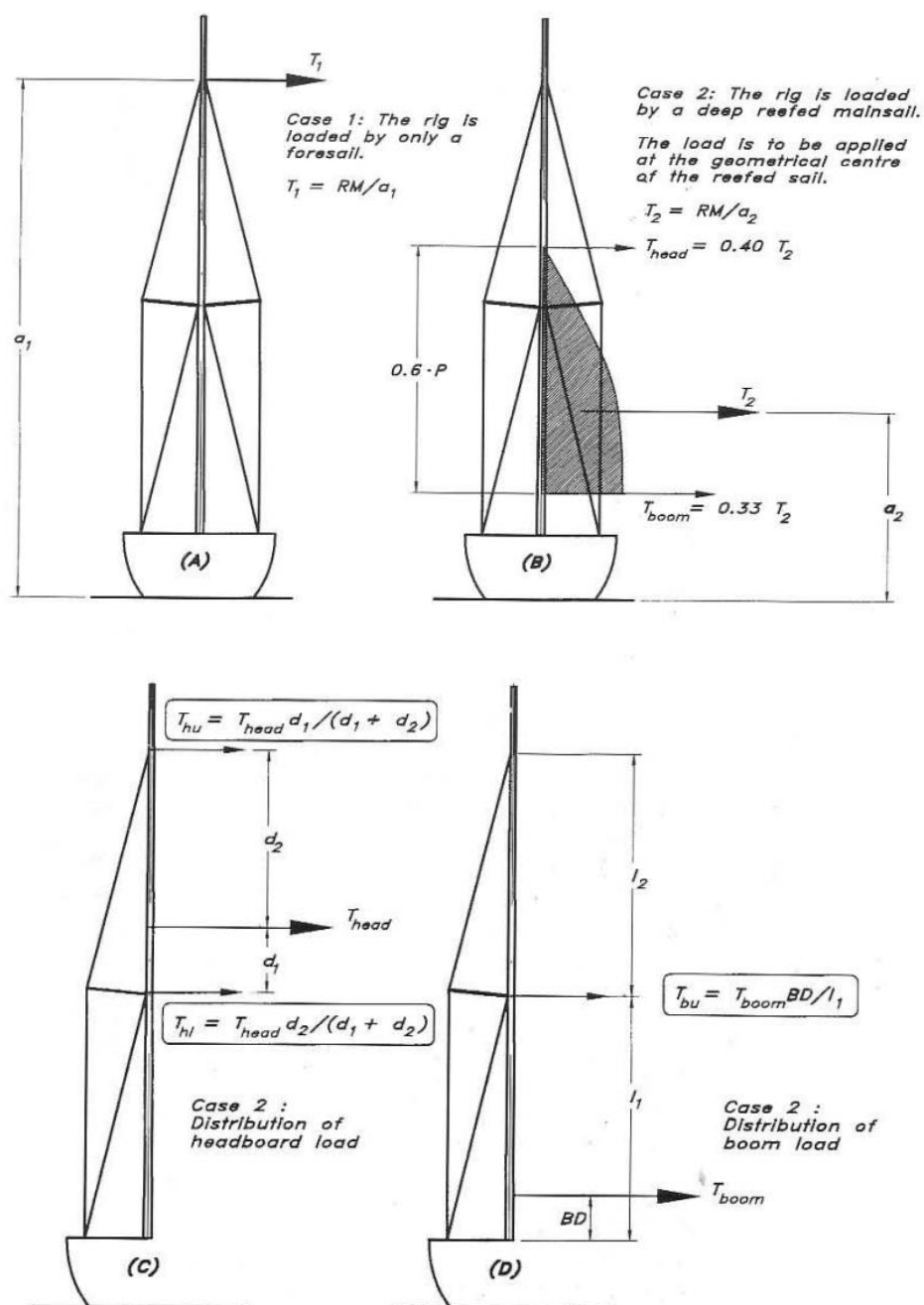


Fig. 6.9. Descomposición de fuerzas según el método NBS

En el caso 2, con la mayor rizada, la fuerza transversal T_2 se calcula dividiendo el momento adrizante por la distancia desde la flotación al centro geométrico de la mayor.

Esta fuerza se distribuye entre el puño de driza T_{head} y el arraigo de la botavara T_{boom} .

En este método cuando T_{head} queda entre el arraigo de dos obenques la fuerza se distribuye entre ellos proporcionalmente a la distancia que los separa de ese punto. El resultado de esta fuerza es T_{hu} actuando en el obenque superior y T_{hi} en el obenque inferior.

La fuerza que actúa en el arraigo de la botavara T_{boom} se divide entre la cubierta y el obenque bajo.

Como se aprecia en la imagen anterior, T_{bu} es directamente proporcional la relación entre la altura de la botavara con respecto a la altura del arraigo del obenque bajo. Ésta indica que cuanto menor sea la distancia entre la botavara y la cubierta menor va a ser T_{bu} por lo tanto menos carga se transmite al obenque y más a la cubierta.

Según este método para un mástil con dos obenques (como es el caso del palo giratorio con outriggers), se tiene para el caso 1 la fuerza de diseño T_1 y en el caso 2 una combinación de T_{hu} , T_{hi} y T_{bu} .

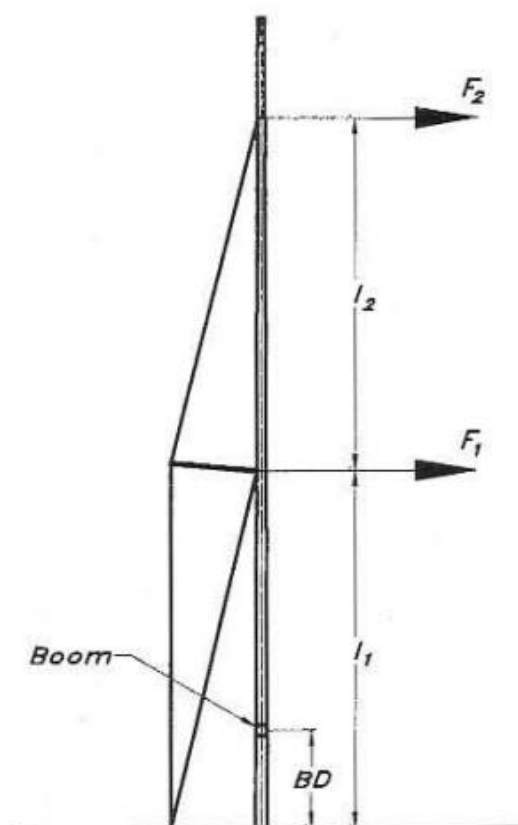


Fig. 6.10. Medidas y fuerzas en un aparejo tipo F-1

En el caso de diseño 1:

$$F_1 = F_2 = T_1$$

Y en el caso de diseño 2:

$$F_1 = T_{hi} + T_{bu}$$

$$F_2 = T_{hu}$$

La tensión del obenque bajo es:

$$D_1 = F_1 / \sin \beta_1$$

Y la del obenque alto:

$$D_2 = F_2 / \sin \beta_2 ;$$

Siendo β_1 y β_2 los ángulos que forman el obenque bajo y el alto respectivamente con el mástil.

En las dos formulas anteriores se puede apreciar fácilmente la ventaja que aportan los outriggers: al separar considerablemente del casco el punto de apoyo de los obenques se forma un ángulo mayor con respecto al mástil por lo que se aumenta el valor del seno de dicho ángulo, disminuyendo por lo tanto el valor de los esfuerzos D_1 y D_2 .

Las Cargas de diseño que propone el método son las siguientes:

$$P_{D1} = 2.8 \cdot D_1 \quad [N] ; \quad P_{D2} = 3 \cdot D_2 \quad [N]$$

Por lo tanto en el caso de diseño 1:

$$P_{D1} = 2.8 \cdot D_1 = 2.8 \cdot F_1 / \sin \beta_1 = 2.8 \cdot RM / (a_1 \cdot \sin \beta_1) \quad [N];$$

$$P_{D2} = 3 \cdot RM / (a_1 \cdot \sin \beta_2) \quad [N]$$

Y para el caso de diseño 2:

$$P_{D1} = 2.8 \cdot D_1 = 2.8 \cdot (T_{hi} + T_{bu}) / \sin \beta_1 \quad [N]$$

$$P_{D2} = 3 \cdot D_2 = 3 \cdot T_{hu} / \sin \beta_2 \quad [N]$$

Para calcular T_{hi} , T_{hu} y T_{bu} se necesitan saber las distancias sobre la flotación en las que se sitúan el arraigo de los obenques en el palo:

$$T_{hi} = T_{head} \cdot d_2 / (d_1 + d_2) = 0.40 \cdot T_2 \cdot d_2 / (d_1 + d_2) = 0.40 \cdot RM \cdot d_2 / [(d_1 + d_2) \cdot a_2] \quad [N]$$

$$T_{hu} = T_{head} \cdot d_1 / (d_1 + d_2) = 0.40 \cdot T_2 \cdot d_1 / (d_1 + d_2) = 0.40 \cdot RM \cdot d_1 / [(d_1 + d_2) \cdot a_2] \quad [N]$$

$$T_{bu} = T_{boom} \cdot BD / l_1 = 0.33 \cdot T_2 \cdot BD / l_1 = 0.33 \cdot RM \cdot BD / (l_1 \cdot a_2) \quad [N] ;$$

donde:

a_1 : distancia desde la flotación hasta el arraigo del obenque más alto.

a_2 : un tercio del grátil de la vela mayor.

d_1 y d_2 están definidos geométricamente en la imagen de la página 33.

l_1 : distancia desde la cubierta al arraigo del obenque bajo.

El máximo momento adrizante en este caso se encuentra a 32 grados y es de 31 t·m. El método NBS propone coger el momento adrizante para 30 grados sin embargo se escoge el que se produce a 32 para dimensionar la arboladura ya que es mayor. Este momento se produce con los lastres llenos y la quilla desplazada 40 grados a barlovento.

Una vez definidos los arraigos al mástil ya se pueden obtener las distancias requeridas y por tanto las fuerzas que actúan sobre las diferentes partes de la jarcia:

$$a_1 = 26.07 \text{ m}; \quad a_2 = 8.90 \text{ m}; \quad d_1 = 3.95 \text{ m}; \quad d_2 = 7.82 \text{ m}; \quad BD = 0.75 \text{ m}; \quad l_1 = 7.82 \text{ m}; \quad \beta_1 = 21.7^\circ; \quad \beta_2 = 11^\circ; \quad RM = 304.2 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

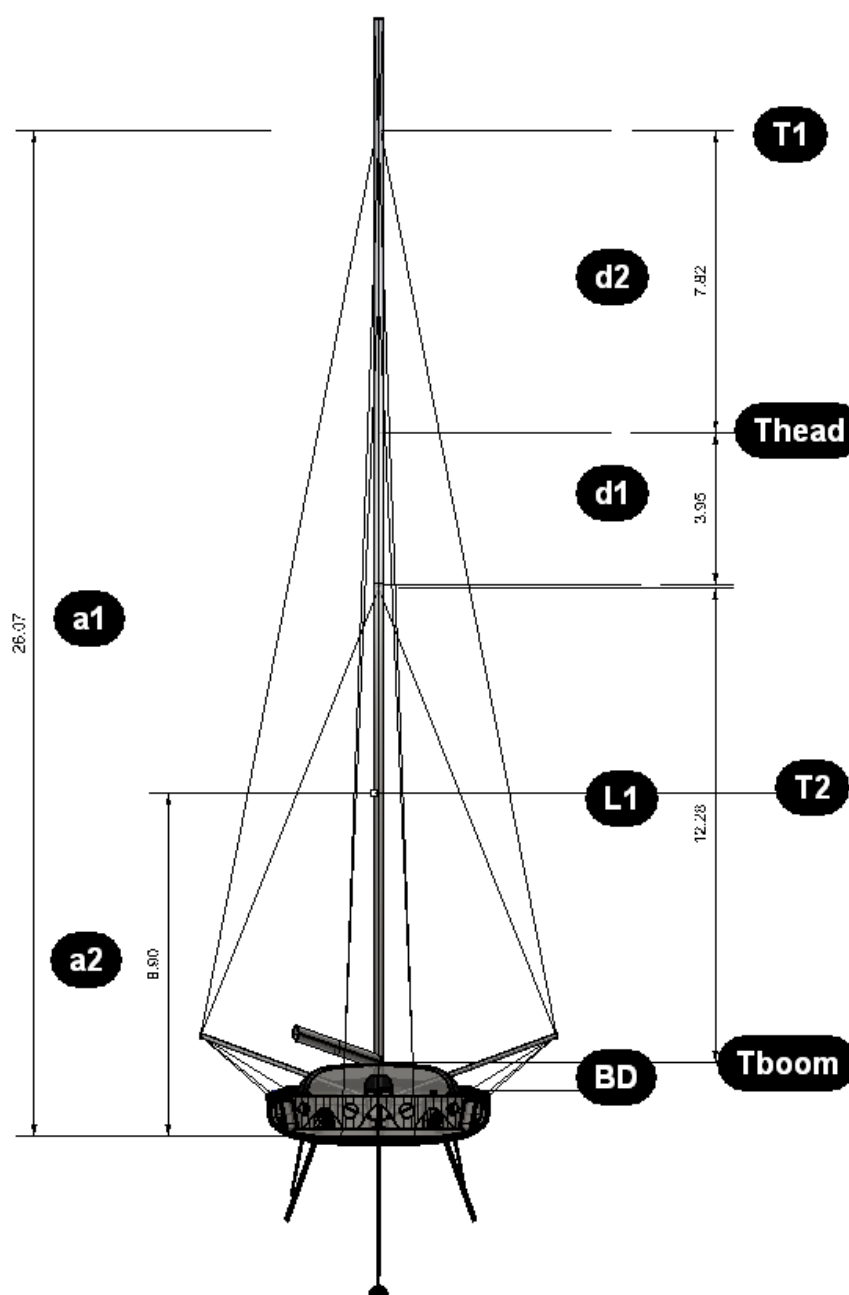


Fig. 6.11. Medidas y fuerzas en un aparejo giratorio con outriggers

Obteniéndose las siguientes tensiones:

$$T_{bu} = 1.08 \text{ kN}$$

$$T_{hu} = 4.59 \text{ kN}$$

$$T_{hi} = 9.08 \text{ kN}$$

$$T_{boom} = 11.28 \text{ kN}$$

Caso 1:

$$F1 = F2 = 11.67 \text{ kN}$$

$$\text{Carga de diseño del obenque bajo: } P_{D1} = 88.36 \text{ kN}$$

$$\text{Carga de diseño del obenque alto: } P_{D2} = 183.46 \text{ kN}$$

Caso 2:

$$F1 = 10.16 \text{ kN}$$

$$F2 = 4.59 \text{ kN}$$

$$\text{Carga de diseño del obenque bajo: } P_{D1} = 76.98 \text{ kN}$$

$$\text{Carga de diseño del obenque alto: } P_{D2} = 72.14 \text{ kN}$$

Como se aprecia en los resultados, la jarcia se ve más cargada con sólo una vela de proa que con la mayor rizada. Esto se debe de tomar con cierta relatividad ya que en el caso 1 la fuerza transversal T_1 es simplemente el momento adrizante dividido por la distancia desde la flotación al obenque más alto, por lo que no importa qué tipo de vela de proa se tiene izada ya que la carga de diseño viene de dicho momento adrizante. Dicho método recomienda que se use la carga de diseño más alta para los obenques de entre los dos casos estudiados, por lo tanto las cargas de diseño del obenque bajo y del alto son respectivamente: $P_{D1} = 88.36 \text{ kN}$ y $P_{D2} = 183.46 \text{ kN}$.

Hasta ahora el método no ha considerado ningún tipo de cruceta, solo se han repartido tensiones a lo largo de la jarcia con unos coeficientes, obteniendo los resultados tras aplicar la geometría al problema. Por ello las cargas de diseño son perfectamente aplicables a este tipo de arboladura.

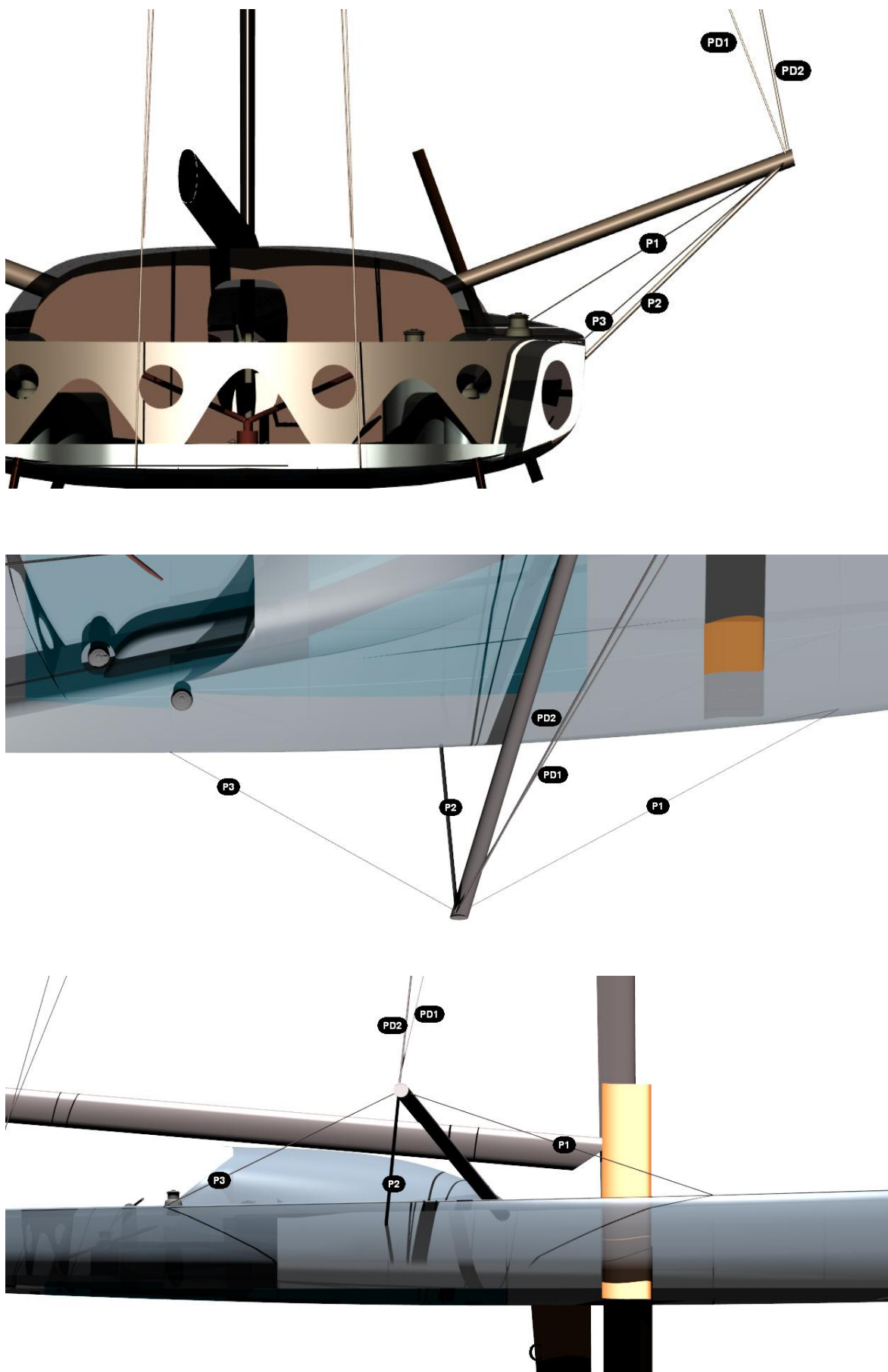


Fig. 6.11. Dsitribución de los obenques en la unión con el outrigger

De las imágenes se pueden sacar varias conclusiones:

- Las cargas de los obenques P_{D1} y P_{D2} se van a transmitir en forma de tracción a P2 y en forma de compresión al outrigger.
- Cuanto mayor sea el ángulo que forma P2 con el outrigger en el plano transversal menor carga de tracción va a necesitar para igualar a los dos obenques; ya que esta fuerza resulta de dividir las respectivas componentes de P_{D1} y P_{D2} entre el coseno de dicho ángulo. Para esto hay dos opciones, o se baja el punto de arraigo de P2 o se eleva el extremo del outrigger. Ambas opciones tienen sus inconvenientes; al bajar el arraigo de P2 se corre el riesgo de que se sumerja cuando se escore hacia esa banda, algo que aumentaría la resistencia; y si se eleva el extremo del outrigger disminuye el ángulo que forman los obenques con el palo, lo que se traduce en una mayor carga de diseño.
- A priori por redundancia parece más apropiado repartir la carga de los obenques en más de una sujeción, sin embargo la mayoría de diseñadores se decide por repartirlo en un único arraigo. Es por lo tanto este obenque corto " P_2 ", que une el extremo del outrigger con el casco, el que va a soportar toda la carga del palo, incrementándose debido al ángulo formado entre el outrigger y dicho obenque.

Con los ángulos que se han decidido para el diseño se tiene que P2 va a tener que soportar una carga de diseño de 595.73 kN y el outrigger una carga de compresión de 517.27 kN. En las imágenes de abajo se aprecia como efectivamente el diámetro del obenque alto es mayor que el del obenque bajo y el diámetro del obenque de unión con el casco es mayor que los dos anteriores.



Fig. 6.12. Detalles reales de jarcias tipo mástil giratorio con outriggers

Como se aprecia en las imágenes en la flota se encuentran diversas soluciones en el arraigo de los outriggers a la estructura; lo más común es que dicho apoyo sea articulado, para que los momentos generados por las desalineaciones durante las cargas dinámicas del velero lo absorban enteramente los cables de sujeción, no el punto de apoyo, evitando micro fracturas que originen filtraciones de agua por la cubierta.

La situación de este apoyo suele estar entre el costado y el apoyo del palo aunque uno de los últimos IMOCA construidos, el “PRB” tiene dicho apoyo en la base del palo, formando así un nudo donde se apoyan los dos outriggers y el palo.

En cuanto a los cables P1 y P3 en principio no van a absorber carga de los obenques ya que como se ha visto antes están en planos transversales diferentes a los obenques. Estos cables van a ejercer la función de soportar las cargas dinámicas cuando se está navegando.

A continuación se muestran las cargas de trabajo de cada obenque y las características del cable elegido que ofrece *SmartRigging*:

Obenque	Carga de diseño calculada (N)	Tipo de cable	carga de rotura del cable (N)	Diámetro (mm)	Peso (g/m)	Factor extra de seguridad
PD1	88365,63	SR5 (PBO)	107910	9,5	80	1,22
PD2	183464,56	SR12 (PBO)	245250	14	180	1,33
P2	595732,86	SR35 (PBO)	696510	22	410	1,17

Tabla 6.22. Resultados de la jarcia transversal

El material de los cables es PBO (para fenileno benzobisoxazol), la resistencia a tracción de este material es de unas 10 veces la del acero. Esta característica y su bajo peso lo hacen el material más usado en veleros de altas prestaciones. El inconveniente es el precio ya que es un material que aún está en proceso de expansión comercial.

5.2. Diseño de la jarcia fija longitudinal

El método del Nordic Boat Standard (NBS) también contempla las cargas de diseño para la jarcia longitudinal. A la hora de decidir la posición de los backstays o burdas hay que prestar atención a la sujeción de las velas de proa en el palo, ya que cada stay debería de estar sostenido por un stay de popa u obenque.

Se propone la siguiente distribución longitudinal de la jarcia:

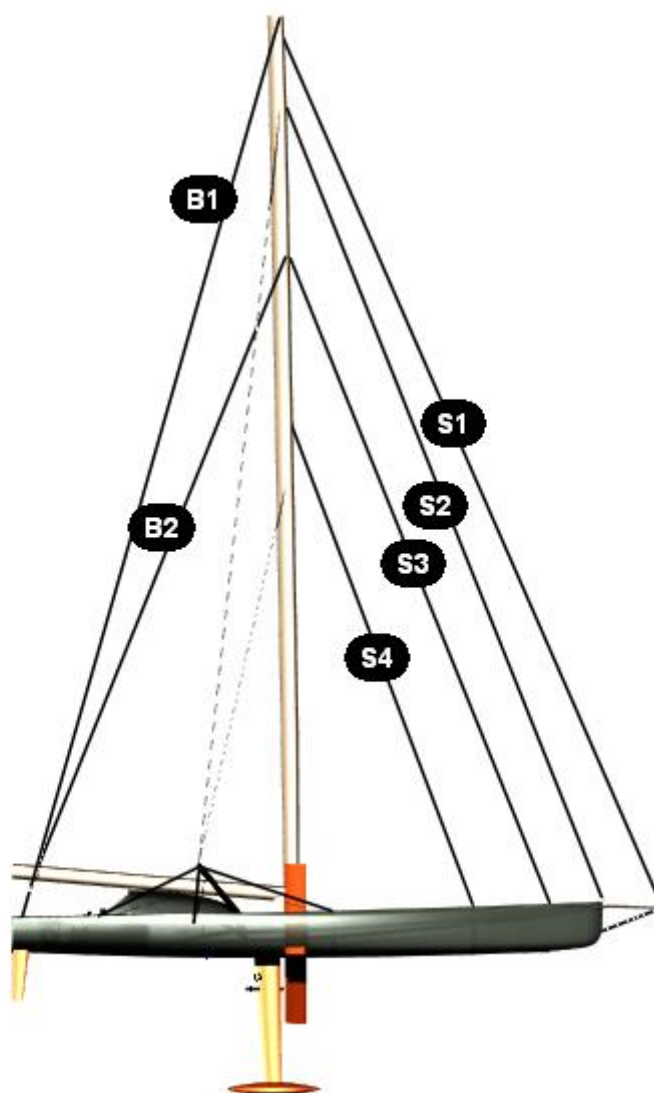


Fig. 6.12. Jarcía longitudinal

Con el tipo de jarcía que se ha propuesto en el epígrafe anterior, el obenque alto tiene su arraigo justo en el arraigo de la driza del génova, y el obenque bajo está algo más bajo que de la driza del foque más pequeño.

Las reglas de la clase IMOCA exponen claramente que debe de haber al menos un stay fijo, que no se pueda ni trimar ni liberar cuyo arraigo este situado en el tercio superior de la altura del palo. Es importante decidir cuál es el stay resistente ya que va a influir en la navegación; S4 no puede ser debido a las exigencias de la normativa y S1 tampoco debido a que el aparejo es fraccionado.

Si se eligiera S2 como stay resistente tendría la ventaja de que su arraigo coincidiría con el del obenque alto por lo que daría un factor de seguridad extra en la fijación del palo, sin embargo se verían perjudicadas las maniobras con las velas portantes ya que a la hora de trasluchar con viento es necesario tener espacio entre el grátil de dichas velas y el stay fijo más a proa. Además debido a que los obenques no son regulables sería imposible

trimar el palo con la jarcia fija; algo indispensable si se quiere sacar el máximo rendimiento al plano vélico. La elección por tanto es situar el stay resistente en S3. Deja suficiente separación entre las velas portantes y él, además de que se puede trimar con uno de los backstays. S1 y S2 suelen formar parte de las propias velas de proa, de modo que cuando se arrían estando enrolladas, se guardan con el propio stay sustituyéndolo la driza. Además de estos arraigos, tanto S4 como S2 y S1 tienen aparejos en la parte inferior que sirven para modificar la tensión a lo largo de su longitud.

Este es básicamente el mismo tipo de aparejo usado por “Macif” y “Banque Populaire”; primero y segundo respectivamente en la edición de 2012-2013 de la “Vendée Globe”.

Una vez seleccionado el stay resistente se pueden aplicar las ecuaciones propuestas por el NBS para el dimensionamiento de la jarcia longitudinal. Este especifica que el stay resistente debe de tener una carga de rotura de:

$$P_{fo} = 15 \cdot RM / (l + f_s) \text{ [N]}$$

Donde:

l : altura desde la cubierta al arraigo del stay del mástil

f_s : francobordo a la altura del mástil

Además de esto especifica que los demás stays deben de tener una carga de rotura de

$$P_{fo} = 12 \cdot RM / (l + f_s) \text{ [N]}$$

Para los stays de popa propone la siguiente carga mínima de rotura:

$$P_a = 2.8 \cdot RM / (l_a \cdot \sin \alpha_a) \text{ [N]}$$

Donde

l_a : altura desde la flotación hasta el arraigo del backstay

α_a : ángulo entre el backstay y el palo

Sustituyendo los valores se obtienen las siguientes cargas de roturas:

Stay	Carga de diseño calculada (kN)	Tipo de cable	carga de rotura del cable (kN)	Diámetro (mm)	Peso (g/m)	factor extra de seguridad
S1	125.88	SR7 (PBO)	137.34	11	100	1,09
S2	140.73	SR9 (PBO)	176.58	12	140	1,25
S3	213.43	SR12(PBO)	245.25	14	180	1,15
S4	223.13	SR12(PBO)	245.25	14	180	1,10
B1	108.01	SR7 (PBO)	137.34	11	100	1,27
B2	106.58	SR7 (PBO)	137.34	11	100	1,29

Tabla 6.23. Diseño de la jarcia longitudinal

5.3. Dimensionamiento del mástil

La normativa NBS establece el momento de inercia transversal y longitudinal mínimo que tiene que tener la sección del mástil. Para ello divide el mástil en diferentes tramos dependiendo de los obenques que se tenga; a cada tramo le aplica unos coeficientes que tienen en cuenta las características de la jarcia, con los que aplicados en la formulación se obtiene dicho momento de inercia.

- Inercia transversal mínima

En este caso se va a dividir el mástil en dos tramos, separados por el arraigo del obenque bajo.

$$I_{xx} = k_1 \cdot m \cdot PT \cdot l_n^2 \quad [mm^4]$$

Donde:

$$PT = 1.5 \cdot RM/b \quad [N]$$

k_1 : factor que depende de los tramos en los que se divida el mástil

m : factor que depende del material que se use se toma el valor $70500/E = 0.3065$

l_n : longitud de cada tramo de mástil

b : es la distancia entre el arraigo de los obenques y el palo

k_1 varía dependiendo de los tramos y de si el mástil está apoyado en cubierta o en la quilla. En este caso el mástil se apoya en cubierta ya que es giratorio; esto presenta ciertas ventajas: en caso de zozobrar se puede desprender sin perjudicar sin generar ninguna vía de agua sobre la cubierta y no transmite cargas de flexión a la cubierta. Sin embargo como desventaja se tiene que se necesita un 35% más de inercia para la misma carga, lo que se traduce en un incremento de peso.

La normativa también especifica que cuando se calcule la inercia para el segundo tramo, PT se incremente en: $D1 \cdot \cos \beta_1$, donde β_1 es el ángulo que forma el obenque bajo con el palo y $D1$ son 11.67 kN como se vio en páginas anteriores. En total el incremento sería de 10.84 kN .

Atendiendo al tipo de jarcia y al material (fibra de carbono) se obtienen los siguientes momentos de inercia requeridos para cada tramo.

$$m = 0.723 ; \quad RM = 304208.1 \text{ Nm}; \quad b = 4.47 \text{ m}$$

Tramo 1 (de la cubierta al arraigo del primer obenque):

$$I_{xx1} = 1831.169 \text{ cm}^4$$

Tramo 2 (distancia entre los arraigos de cada obenque):

$$I_{xx2} = 1614.47 \text{ cm}^4$$

- Inercia longitudinal mínima:

De forma similar al cálculo anterior la normativa propone la siguiente fórmula:

$$I_{yy} = k_2 \cdot k_3 \cdot m \cdot PT \cdot h^2 \quad [mm^4]$$

k_2, k_3 : son factores que dependen del tipo de apoyo del mástil y del tipo de sujeción que se elija por popa.

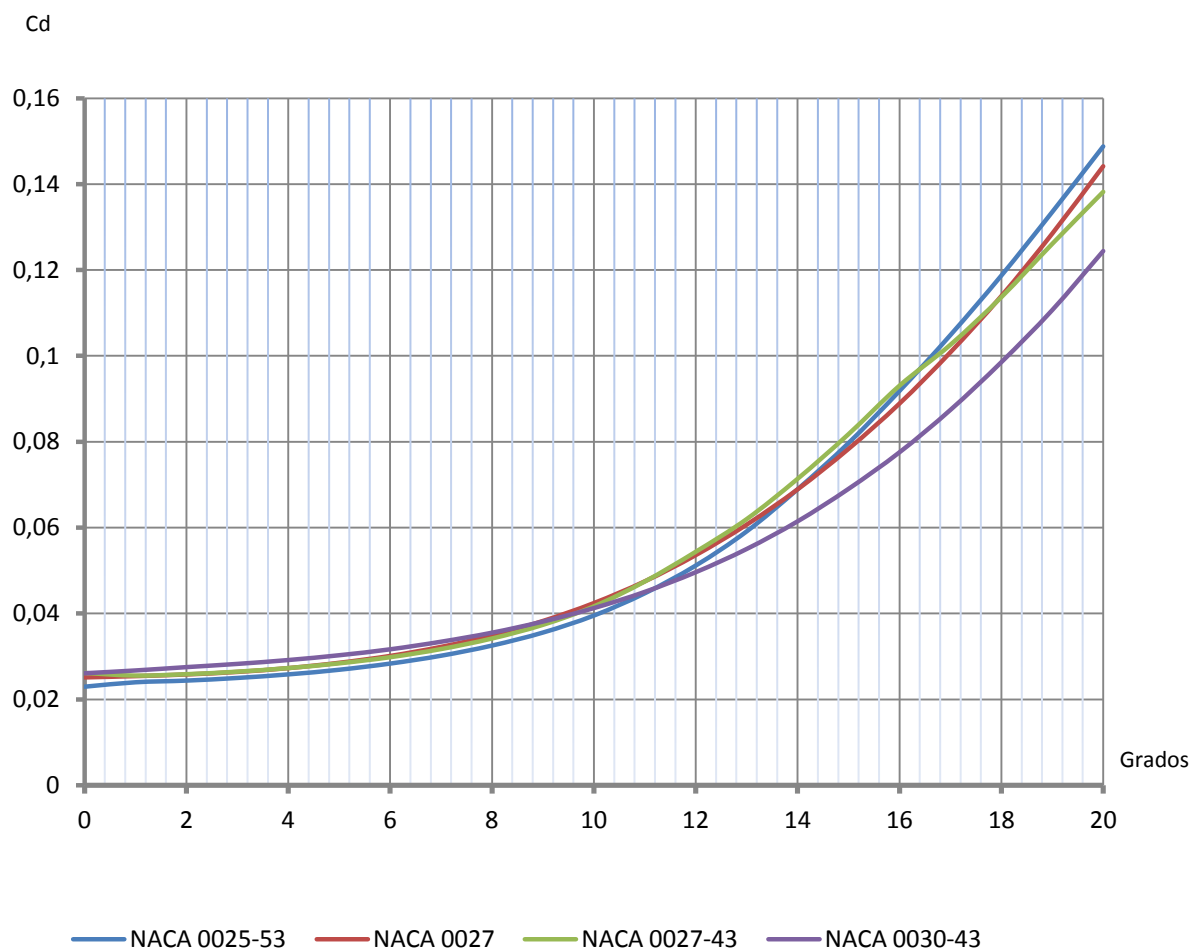
h : es la altura desde la cubierta hasta el estay resistente.

En este caso se obtiene un valor de:

$$I_{yy} = 2612.584 \text{ cm}^4$$

Una vez obtenidos los valores mínimos que se exigen se puede pasar a diseñar la sección. Para ello y ya que este tipo de aparejo se beneficia aerodinámicamente de tener un mástil giratorio es conveniente seleccionar un perfil que produzca la mínima resistencia aerodinámica y la máxima eficiencia al gratil de la vela mayor. Sin embargo tiene que cumplir con los requisitos impuestos en las líneas anteriores; es un proceso de optimización que se puede alargar lo que se quiera.

Se han ensayado tres perfiles NACA: 0025-53, 0027, 0027-43 y 0030-43. Longitudinalmente la sección de estos perfiles tiene bastante inercia por lo que la limitación viene impuesta por la inercia de la sección transversal. El objetivo es limitar el peso con lo que hay dos opciones: o se agranda la sección transversal o se le da un mayor espesor al mástil. En este caso se ha optado por dar una mayor sección geométrica intentando limitar el espesor máximo ya que un aumento de la sección no implica un aumento de peso tan grande como elevar el espesor. A continuación se muestran los valores del coeficiente de resistencia de estos perfiles que ofrece el programa *Javafoil*:



Gráfica 6.1. Coeficiente de arrastre de los perfiles ensayados

Como se aprecia y como es lógico, los perfiles que tienen una menor sección transversal tienen un menor coeficiente de arrastre, sin embargo los requerimientos de inercia transversal de la sección limitan la sección mínima del perfil. Los perfiles más delgados exigen un incremento del tamaño del perfil para cumplir con los requerimientos; esto conlleva un aumento grande de peso, algo que va en perjuicio de la estabilidad transversal.

De los perfiles seleccionados el que mejor se adapta a esta relación entre peso y resistencia aerodinámica es el perfil NACA 0027.

La forma y las características se muestran a continuación:

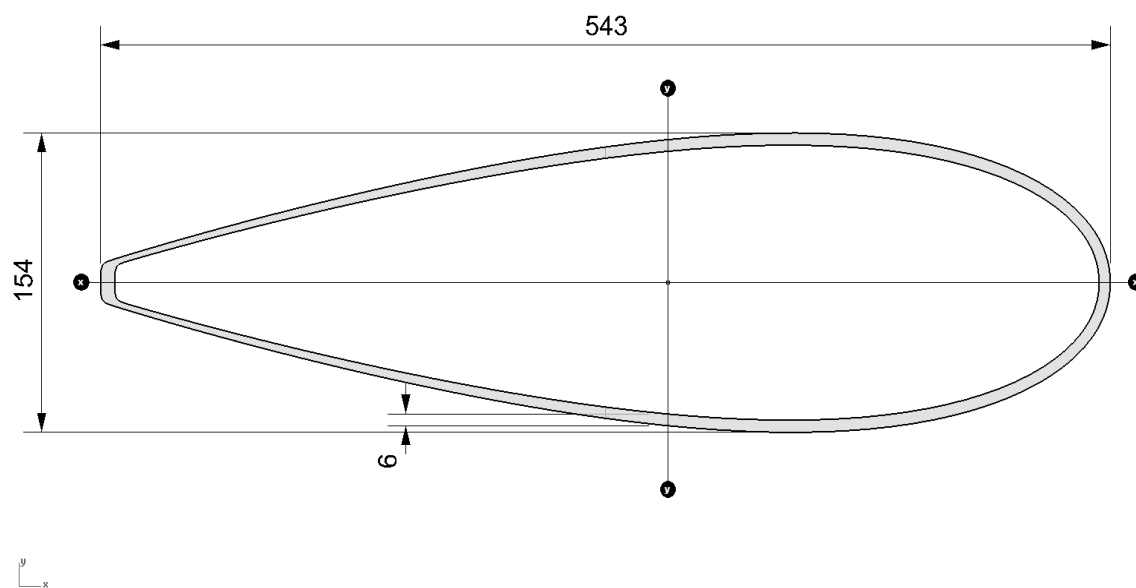


Fig 6.13. Medidas de la sección del mástil (mm)

$$I_{xx} = 2116.7 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 14462.42 \text{ cm}^4$$

5.5. Dimensionamiento de la botavara

La fuerza del viento en la vela mayor origina una flexión en la botavara que es soportada por la escota. Se produce una descomposición que origina un momento flector y unas reacciones en el arraigo del mástil. Su magnitud puede ser calculada de acuerdo al NBS según la siguiente expresión, basada en el par adrizante:

$$F_v = 0.5 \cdot RM \cdot E / (HA \cdot d_1) \quad [N]$$

$$F_h = 0.5 \cdot RM \cdot E / (HA \cdot d_2) \quad [N]$$

Además de esto exige un módulo vertical y horizontal mínimo para la sección:

$$SM_v = 600 \cdot RM \cdot (E - d_1) / (\sigma_{0.2} \cdot HA) \quad [mm^3]$$

$$SM_h = \frac{SM_v}{2} \quad [mm^3]$$

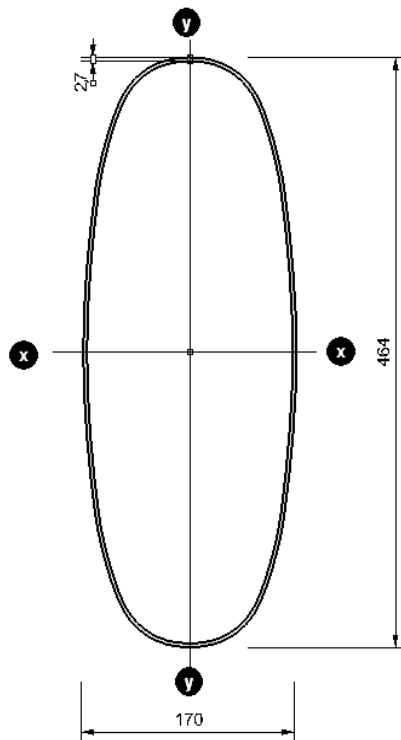
Donde:

RM : momento adrizante a 30 grados de escora

E : dimensión del pujamen de la vela mayor, 8.28 m

HA : altura desde la flotación al centro vélico, 12.9 m

d_1, d_2 : son la distancia horizontal y vertical respectivamente del arraigo de la contra o trapa



$\sigma_{0.2}$: límite elástico del material de la botavara

SM_v : modulo vertical exigido

SM_h : modulo horizontal exigido

Sustituyendo los valores se obtienen las siguientes fuerzas y módulos mínimos:

$$F_v = F_h = 97653.158 \text{ N}$$

$$SM_{xx} = 292.888 \text{ cm}^3$$

$$SM_{yy} = 146.444 \text{ cm}^3$$

La sección escogida tiene los siguientes momentos de inercia respecto a su centro geométrico:

Fig 6.13. Medidas de la sección de la botavara (mm)

$$I_{xx} = 6938.67 \text{ cm}^4$$

$$I_{yy} = 1414.11 \text{ cm}^4$$

Obteniéndose los siguientes módulos

$$SM_{xx} = 317.559 \text{ cm}^3$$

$$SM_{yy} = 197.77 \text{ cm}^3$$

Además de los coeficientes de seguridad que incluyen las fórmulas se le da alrededor de un 7 % de margen adicional a SM_{xx} y un 20 % al SM_{yy} .

5.6. Dimensionamiento de los outriggers

El reglamento NBS no tiene unos requerimientos mínimos para el dimensionamiento de outriggers debido a que este tipo de jarcia es relativamente reciente y poco común. Sin embargo se puede hacer un cálculo preliminar sobre las dimensiones mínimas que debe de tener la sección para evitar el pandeo. Para ello se tratan los outriggers como si fueran puntales sometidos a una fuerza de compresión y se aplica la formulación para evitar el pandeo.

Una de las fórmulas más simples para el cálculo de la carga crítica de puntales es la conocida como fórmula de Perry-Robertson, la cual asume que el puntal colapsará cuando la tensión de compresión máxima alcance la tensión de fluencia. Sin embargo para un proyecto preliminar de este tipo se va a simplificar el cálculo asumiendo las hipótesis que reducen la fórmula de Perry-Robertson a la fórmula de Euler (en etapas posteriores se debe de hacer un proceso de optimización de pesos y espesores mediante una herramienta de elementos finitos):

$$P_E = I_{min} \cdot E \cdot \pi^2 / L^2 \quad [N]$$

donde:

P_E : carga crítica de Euler

E : módulo de elasticidad, 130 GPa

I_{min} : momento de inercia mínimo de la sección

L : longitud del puntal, 4.47 m

Despejando el momento de inercia de la ecuación anterior y sustituyendo la carga de 517.27 kN obtenida en el apartado 5.1 se puede obtener la inercia mínima de la sección.

$$I_{min} = 805.543 \text{ cm}^4$$

Con una sección circular de 7 mm de espesor y 200 mm de diámetro exterior se obtiene una inercia de 1978.8 cm^4 . En total se obtiene un factor de seguridad para la inercia de la sección de 2.45. El módulo de elasticidad escogido es conservador ya que normalmente este tipo de compuestos estructurales se elaboran en cámaras de vacío en las que se consiguen unas elevadas propiedades mecánicas.

En este caso la relación de esbeltez es:

$$\frac{L}{\rho_{min}} = 101.59$$

Donde:

L_e : longitud efectiva del puntal, $L_e = 4.47 \text{ m}$

$$\rho_{min}: \text{radio de giro} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = 0.044 \text{ m}$$

En puntales de estructuras navales se puede utilizar un coeficiente de seguridad comprendido entre 2.3 y 2.5, siempre que la relación de esbeltez sea inferior a 200. De modo que se está dentro del rango propuesto por la bibliografía.

Esto no deja de ser una estimación ya que en futuras etapas de un proyecto real se deberían de analizar y optimizar los componentes críticos como este con herramientas de elementos finitos. Sin embargo es muy útil hacer este cálculo preliminar para hacerse una idea de las dimensiones y el peso que puede tener una pieza de este tipo.

6. Peso de la estructura

En este punto se va a cuantificar aproximadamente el peso de la estructura. Sin duda este peso se verá incrementado por el reforzado necesario que se debe de hacer a los mamparos que rodean a la quilla, los obenques, el palo y los outriggers. Este reforzado es una de las claves para el correcto reparto de los grandes esfuerzos a los que están sometidos todos los elementos estructurales, por lo que como ya se ha comentado anteriormente es normal que en etapas más avanzadas de un proyecto real se genere un estudio exhaustivo mediante software de elementos finitos. Así se puede optimizar al máximo el reforzado de la zona.

A continuación se muestra el resumen de la masa de cada parte de la estructura calculada en este cuaderno.

Planchas				
	Área (m ²)	Espesor (mm)	Densidad (kg/m ²)	Masa (kg)
Fondo	62,948	22,616	5,002	314,869
Costados	56,195	21,616	4,602	258,612
Cubierta	129,772	15,631	3,5743.574	463,805
Mamparos	35,568	31,417	3,408	121,215
Tanques lastre	24,023	31,417	3,408	81,873
Reserva de flotab.	16,750	10,975	2,100	35,175
Total				1275,551

Tabla 6.24. Masa de las planchas

Refuerzos							
	Perímetro (m)		Densidad				Masa (kg)
	Ala	Alma	Longitud total	Ala (kg/m ²)	Alma (kg/m ²)	Núcleo (kg/m ³)	
Fondo (longs.)	0,05	0,1	70,458	2,092	1,284	65	39,316
Fondo (Varengas)	0,08	0,15	20,286	2,092	1,284	65	23,126
Costado (cuadernas)	0,05	0,1	10,803	2,092	1,284	65	6,028
Cubierta (long+baos)	0,05	0,1	51,022	2,092	1,284	65	28,470
Total							96,940

Tabla 6.25. Masa de los refuerzos

	Volumen (m ³)	Densidad (Kg/m ³)	Masa (kg)
Mástil	0,127	1709	217,043
Botavara	0,021	1709	36,487
Outriggers	0,038	1709	65,386
Total			318,916

Tabla 6.26. Masa de la arboladura

	Denominación	Longitud total m	Densidad (kg/m)	Masa (kg)
Stays	S1	29,78	0,1	2,978
	S2	26,62	0,14	3,727
	S3	21,61	0,18	3,890
	S4	16,08	0,18	2,894
Burdas	B1	59,80	0,1	5,980
	B2	41,80	0,1	4,180
Obenques	D1	47,98	0,08	3,838
	D2	25,62	0,18	4,612
	P2	5,06	0,41	2,074
			Total	34,172

Tabla 6.27. Masa de la jarcia

Elemento	Masa (kg)
Planchas	1275,551
Refuerzos	96,940
Arboladura	318,916
Jarcia	34,172
Total	1725,580

Tabla 6.27. Masa total

7 Bibliografía

Alejandro Besednjak, Materiales compuestos, procesos de fabricación de embarcaciones.

Ed. UPC. 2005

Sistemas de construcción de buques y artefactos. Alfonso Martinez Martinez. UPCT

J.Clifton Goldney. Ensayo de propiedades mecánicas de un laminado unidireccional de fibra de carbono de alta resistencia (HSC T300) y resina de SE 84LV

Apuntes del Curso Avanzado de Diseño y Tecnología de Yates. 2010.

Sailboat Mast Design. Alexandre Bergeron. Department of mechanical engineering, university of Ottawa.

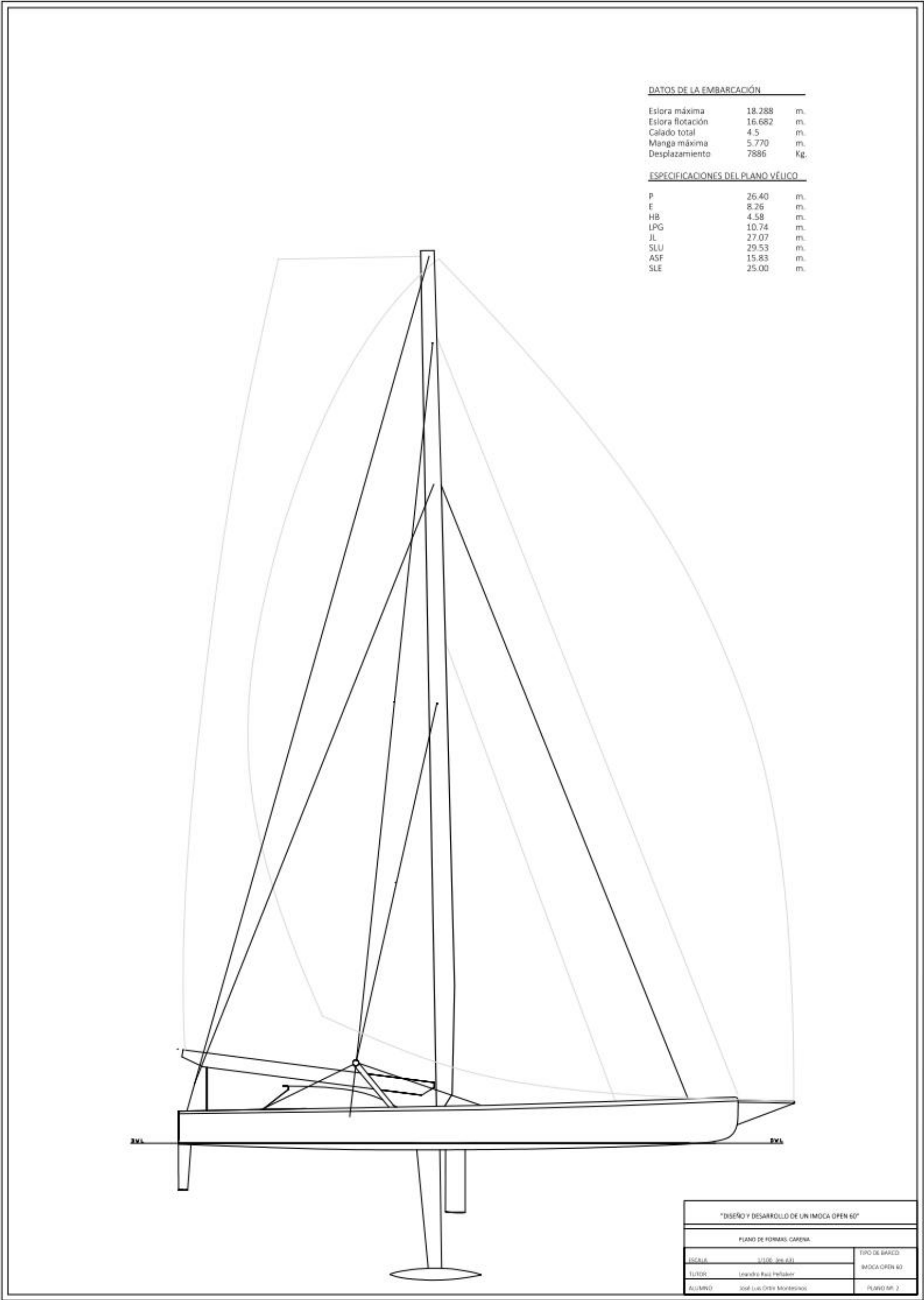
Best mast: a new way to design a rig. Robert janssen Msc, Centre of lightweight Structures TUD-TNO, Netherlands.

Larsson & Eliasson, Principles of yacht design, Second edition

www.gurit.com

www.hexcel.com

8. Apéndice. Plano de la arboladura



Índice

1. Motor principal	2
1.1 Características	4
1.2 Sistema de combustible	4
1.3 Sistema de lubricación	4
1.4 Sistema de refrigeración	4
1.5 Sistema de escape	5
1.6 Sistema eléctrico	5
3. Disposición de la cámara de máquinas	6
4. Cálculo de la autonomía	6
5. Bibliografía	7

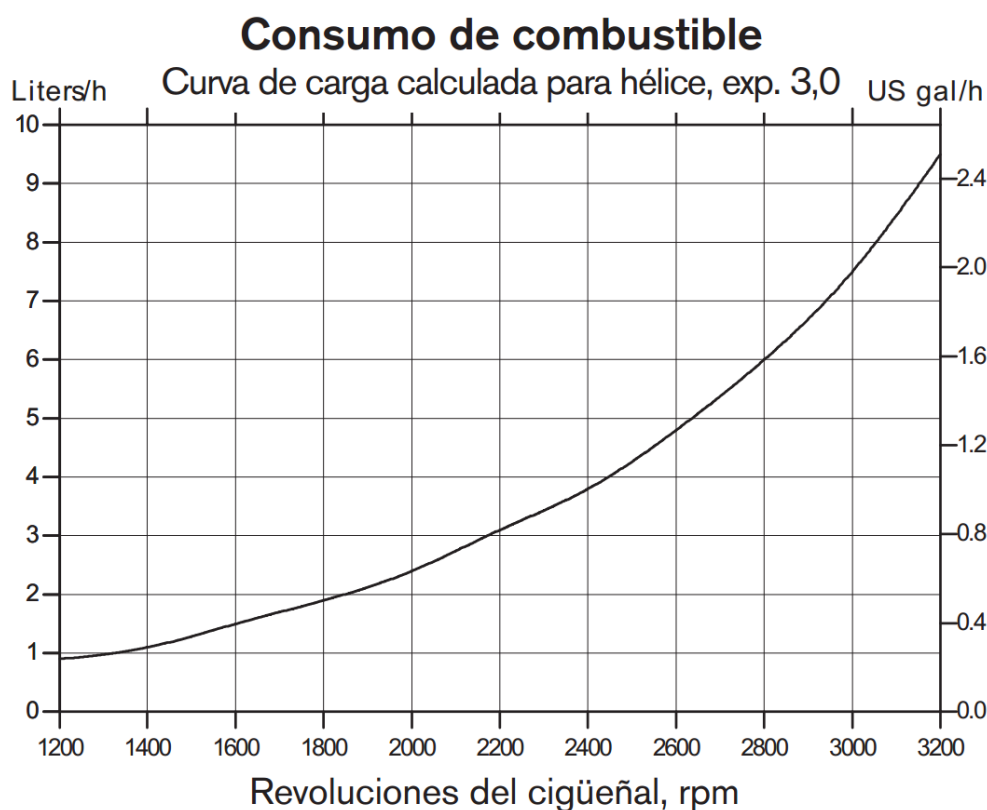
1. Motor principal

El motor principal ya se eligió en el cuaderno número cinco, se muestran a continuación como recordatorio dichas características:

Modelo	Volvo Penta D2-40	
Potencia al cigüeñal	29,1 (39,6)	KW (CV)
Potencia en el eje de la hélice	27,9 (38)	KW (CV)
Revoluciones	2800-3200	rpm
Cilindrada	1,51	l
Número de cilindros	4	
Diámetro cilindros/carrera	77/81	mm
Relación de compresión	23, 5:1	
Peso en seco con inversor MS15A	178	Kg
Peso en seco con cola 130S	189	Kg
Reducción con 130SR	2,19:1	

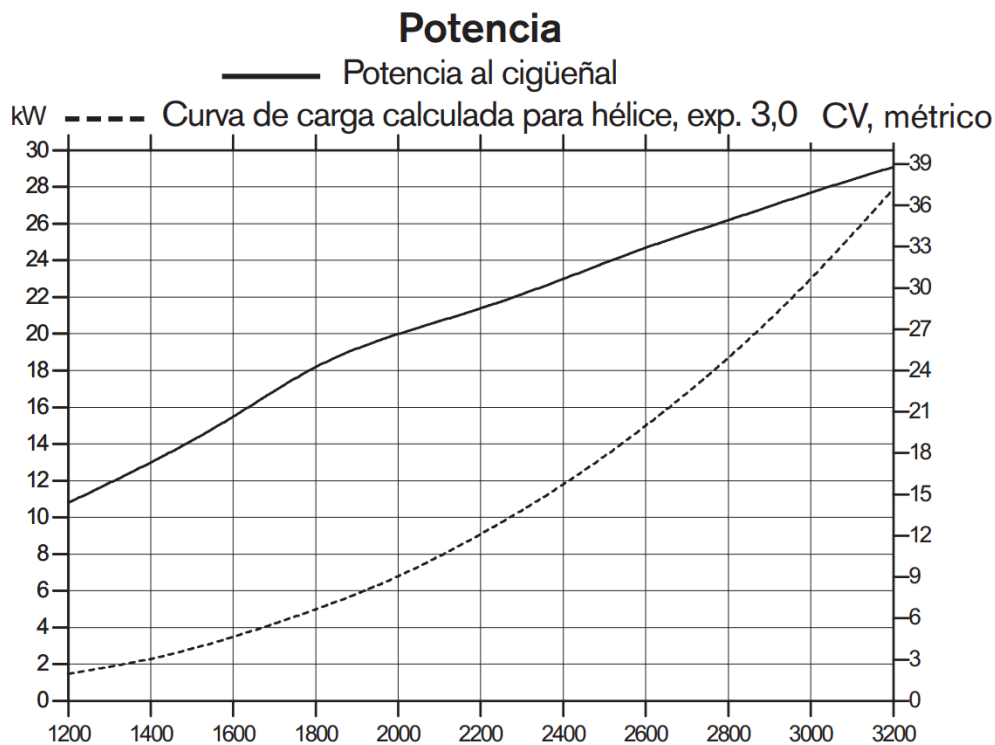
Tabla 7.1. Características del motor escogido

Además de estos datos el fabricante suministra las curvas de consumo de combustible, la curva de potencia y par, ambas en función de las revoluciones, a plena carga y a la carga de la hélice:

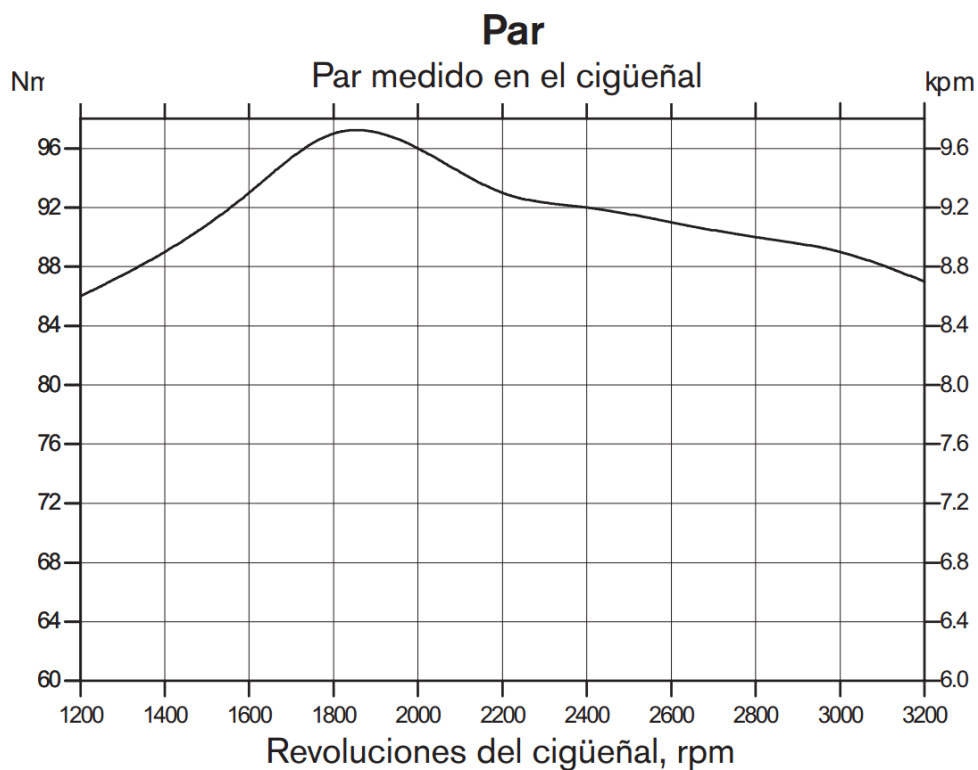


Gráfica 7.1. Consumo de combustible del motor escogido

Al 90% del MCR se obtiene un consumo de 6 l/h.



Gráfica 7.2. Potencia-revoluciones del motor escogido



Gráfica 7.2. Par-revoluciones del motor escogido

1.1 Características

Las características del motor y del bloque se exponen a continuación:

- Bloque de cilindros y culata de hierro de fundición de gran calidad. Bancada rígida tipo túnel
- Cigüeñal forjado de cromo al molibdeno, equilibrado estáticamente y dinámicamente con contrapesos integrados. Pistones de aluminio con elevado contenido de silicio, tratados térmicamente y provistos con dos aros de compresión de hierro de fundición cromado y un aro de aceite
- Asientos de válvula cambiables y templados
- Acoplamiento elástico en el volante del motor

1.2 Sistema de combustible

El sistema de combustible está compuesto de los siguientes elementos:

- Bomba de inyección recta montada en brida accionada por el árbol de levas del motor
- Bomba de alimentación y cebador manual
- Filtro de combustible tipo “sip-on”
- Parada auxiliar en el motor

1.3 Sistema de lubricación

- Filtro de paso total tipo “sip-on”
- Tubo separado para el vaciado de aceite
- Ventilación del carter tipo cerrado
- Un tapón de llenado de aceite encima del motor y otro a un costado

1.4 Sistema de refrigeración

- Por agua dulce, de control termostático
- Cambiador de calor tubular y depósito de expansión incorporado
- Bomba de agua salada y rodete fácilmente accesible

1.6 Sistema de escape

El colector de escape está refrigerado por agua dulce y el codo por agua salada. Además al no estar dotado de turbocompresor el escape se realiza directamente a través del colector de escape. Al ser un sistema de escape húmedo los gases de escape se mezclan con el agua salada del circuito de refrigeración en la zona del cuello de cisne para refrigerarlo.

1.7 Sistema eléctrico

- 12V, protegido contra corrosión
- Alternador 14 V/115A adaptado a uso marino
- regulador de carga con sensor electrónico para compensar pérdidas de tensión.
- Bujía de incandescencia para arranques en frío sin problemas
- Motor de arranque eléctrico
- Paro eléctrico
- Cables de prolongación con conexión rápida de diferente longitud.

2. Disposición de la cámara de máquinas

Dada la subdivisión interna del velero se hace difícil crear una cámara de máquinas entendiéndose como tal un espacio cerrado donde se albergan los motores y demás componentes mecánicos. Además al tener en realidad pocos componentes se ha optado por repartirlos de forma que mejore en todo lo posible la navegación a vela, distribuyéndolos para bajar el centro de gravedad. Al tener muy dividido y reforzado el compartimento número cuatro no queda más remedio que situar el motor principal en el compartimento cinco, ya que es conveniente que la hélice se sitúe detrás de la quilla para evitar turbulencias con ésta. Se sitúa pegado al mamparo cinco, dentro de una caja con protección de emisiones caloríficas y acústicas pero a la vista para posibles reparaciones de emergencia.

Las bombas de lastre se van a situar debajo de la bañera, pegadas a la entrada principal, de forma que se encuentren lo más cerca posible de todos los tanques de lastre, evitando así, mayores pérdidas de carga en la distribución. Las bombas de achique y del sistema hidráulico de la quilla se instalan en el compartimento estanco número cuatro, a proa del mamparo M4 que absorbe las solicitudes del palo.

Los tanques de combustible se sitúan en el compartimento cinco, entre los tanques de lastre para una mayor proximidad al motor y al centro de gravedad estimado.

3. Cálculo de la autonomía

Las reglas de la clase IMOCA especifican que se debe de alcanzar a motor cinco nudos de velocidad durante al menos cinco horas seguidas, por lo que se puede estimar la cantidad de combustible necesario. Para alcanzar la velocidad de 5 nudos, se necesitan 21.73 KW de potencia y 3000 rpm como se veía en la gráfica potencia-revoluciones del cuaderno cinco. Para estas revoluciones el motor consume 7.5 litros a la hora y considerando cinco horas, se necesitarían 37.5 litros de diesel para cubrir las 5 horas de funcionamiento que exigen las reglas de clase. Para no ajustar tanto se aumenta la capacidad necesaria estimada en un 33.3%, teniéndose una capacidad total de 50 litros de combustible.

La cantidad de combustible que se necesita para generar la electricidad de abordaje no se conoce hasta que se haya realizado un estudio adecuado de las necesidades eléctricas que va a tener la embarcación durante una circunnavegación de unos tres meses de duración.

5. Bibliografía

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION (I.M.O.C.A) (2012)

Open 60' ISAF International Class. "Class Rules 2012"

MCNEEL R & Associates (2008) "Manual de formación de Rhinoceros v5.0"

www.volvopenta.com

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) "Principles of Yacht Design" 3ª Edición, Adlard
Coles Nautical, Londres.

Formation Design Systems. (2007) Hydromax version 13, user manual.

Formation Design Systems. (2007) Maxsurf version 13, user man

Índice

1. Introducción	2
2. Equipos obligatorios	3
2.1. Equipos de seguridad	3
2.1.1. Agua dulce	3
2.1.2. Bombas de achique	4
2.1.3. Balsa salvavidas	5
2.1.4. Señales pirotécnicas	6
2.1.5. Boyas de vida	6
2.1.6. Chalecos, arneses y líneas de vida	6
2.1.7. EPIRB	7
2.1.8. Extintores	7
2.1.9. Equipos de fondeo	7
2.2. Equipos de comunicaciones	8
2.2.1. Radar y AIS	8
2.2.2. Equipos de radio y satélite	9
2.3. Equipos de navegación	9
2.4. Luces de navegación	12
3 Equipos adicionales	13
3.1 Bomba de lastre	13
3.2 Equipos de vídeo	13
3.3 Componentes de la quilla pivotante	13
4 Bibliografía	21

1 Introducción

En esta parte del proyecto se van a especificar todos los equipos y servicios de a bordo, gran cantidad de estos son obligatorios por la normativa de la Clase IMOCA Open 60 y las reglas OSR de la ISAF aplicables a veleros oceánicos categoría 0. Los equipos obligatorios suelen tener relación con la seguridad de la navegación en las condiciones a las que se enfrenta el velero en una circunnavegación. Un ejemplo de estos equipos son los sistemas de posicionamiento y localización, sistemas de agua dulce y energía, sistemas de salvamento en condiciones extremas de temperatura, etc. Todos estos sistemas son los más estrictos disponibles en normativa internacional ya que la mayor parte del tiempo tanto el regatista como el barco se encuentran a miles de millas de distancia de la tierra más próxima. Es por ello que en muchas situaciones no es viable una operación de rescate en helicóptero, siendo necesario que el patrón pueda sobrevivir varios días, ya sea en la balsa salvavidas o en el barco, puesto que éste dispone de volumen adicional en tanques de aire.

Adicionalmente a lo que impone la normativa internacional el velero dispone de varios equipos que sin ser obligados son necesarios para el correcto funcionamiento de la embarcación. Como ejemplo se pueden citar el piloto automático, la quilla pivotante, las bombas de lastre, etc.

La elección, situación y análisis de todos estos equipos es muy importante para calcular el centro de gravedad así como para el cálculo de las necesidades eléctricas a las que está sometida la embarcación.

2. Equipos obligatorios

El material exigido en las normas de la ISAF para embarcaciones Offshore categoría 0 y en las normas de la clase IMOCA son de obligado cumplimiento para la obtención del certificado de navegabilidad y es por lo tanto indispensable para poder participar en las distintas regatas que se organizan.

2.1 Equipos de seguridad

2.1.1 Agua dulce

La normativa obliga a disponer de 3 litros de agua potable por persona y día, ya sea almacenada o producida por una potabilizadora. Las regatas oceánicas que hace la clase IMOCA son en solitario o a dos de modo que será necesario una potabilizadora que sea capaz de producir como mínimo 6 litros de agua potable al día. Este valor no es muy difícil de conseguir ya que la mayoría suelen llegar a generar unos 10 – 12 litros a la hora. También es obligatorio tener almacenada 0.5 litros por persona y día de agua de emergencia en dos tanques independientes del de consumo diario. Teniendo en cuenta dos tripulantes y un tiempo de unos 100 días se necesitan unos 100 litros de emergencia, 50 en cada tanque. En el cuaderno tres se situaron estos tanques a proa de la varenga número cinco. Además de esto la normativa obliga tener dos potabilizadoras que pueden ser accionadas manual y eléctricamente.

Con estos datos se selecciona el siguiente modelo de potabilizadora:

- Modelo: Katadyn powersurvivor 80E
- Tecnología: Ósmosis inversa
- Caudal: 12.9 l/h +/- 15% (min 10.9 l/h)
- Peso: 15.4 Kg
- Dimensiones: 15.7 x 34.3 x 44.5
- Necesidades eléctricas: 12 Volt CC/ 8 Amp; 24 Volt CC/ 5 Amp

El sistema patentado de aprovechamiento de energía de katadyn aprovecha la energía almacenada en el agua a alta presión que normalmente se desaprovecha. Esta agua a alta presión es recirculada a la parte trasera del pistón para ayudar en la siguiente embolada. Esta energía se revierte al sistema con lo que se traduce en un ahorro grande de energía.

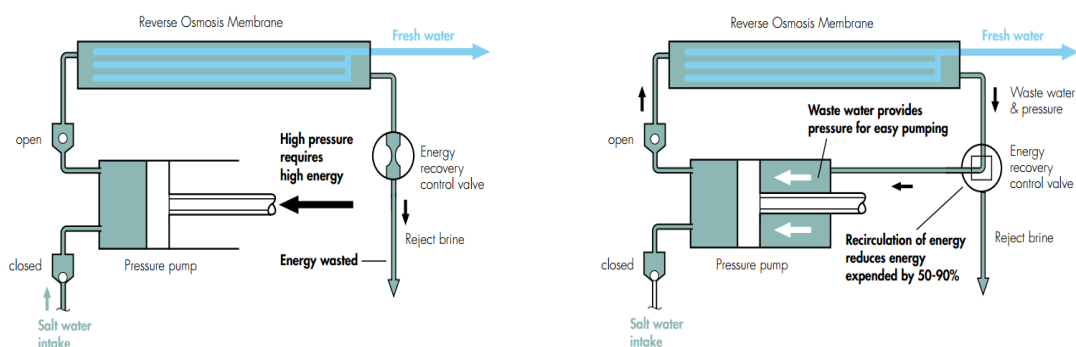


Fig. 8.1. Sistema de aprovechamiento de energía de katadyn

Se instalan por lo tanto dos potabilizadoras en ambas bandas del compartimento 5, en la zona de popa junto al mamparo de entrada.

2.1.2 Bombas de achique

La normativa obliga a disponer de dos bombas manuales de 1.3 litros/ciclo, una dentro de la cabina y otra en bañera, además de una bomba eléctrica de 2400 l/h todas permanentemente instaladas. Estas bombas deben de ser capaces de achicar cualquiera de los compartimentos estancos desde el exterior de los mismos.

Hay una gran cantidad de opciones posibles en el mercado. En este caso se sobredimensiona las necesidades mínimas exigidas y se instalan dos bombas eléctricas debido a su pequeño tamaño y peso.

- Modelo: Whaser pump 1100 GPH
- Voltaje: 12 V
- Intensidad: 3.5 A
- Capacidad: 4158 l/h
- Dimensiones: 108 x 60.3 (altura x diámetro)
- Peso: 0.28 Kg

Además se instalan dos bombas manuales.

- Modelo: Whale Pump BP4402
- 1.48 litros /ciclo
- Máxima altura de succión: 4 m
- Peso: 1.5 Kg

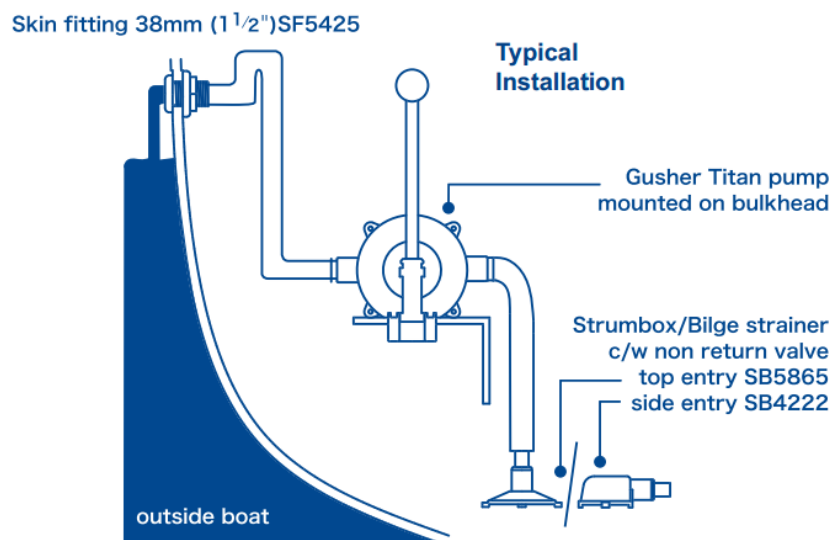


Fig. 8.2. Instalación típica de una bomba de achique manual

2.1.3 Balsa salvavidas

La normativa específica la obligatoriedad de instalar dos balsas salvavidas, con capacidad para toda la tripulación. Se instalará una en bañera y otra en el interior de tamaño tal que quepa por las escotillas.

Se instala el modelo *Ocean Safety ISO 9650* de la marca *LRSE (Life Raft Survival Equipment)*, con las siguientes características:

- Cumple la normativa SOLAS.
- Peso: 33 Kg
- Operatividad: -15 C a 65 C
- Capacidad: 4 personas
- Dimensiones (cerrada) : 670 x 402 x 240 mm

Se instala una en la bañera, a popa del carro de la mayor, y la otra en el interior a popa, en una de las salidas de emergencia.



Fig. 8.3. Ocean Safety ISO 9650

2.1.4 Señales pirotécnicas

Por normativa es obligatorio disponer de:

- Bengalas rojas con paracaídas.
- 4 bengalas rojas de mano
- 2 botes de humo naranja

Estas se guardan en un compartimento estanco de emergencia a la entrada de la cabina.

2.1.5 Boyas de vida

Las boyas de vida son dispositivos equipados con silbato, dispositivo de inflado y luz de encendido automáticos, paneles reflectantes y mástil con bandera, además de estar contruidos con un material que flote por si solo sin depender del sistema de inflado.

Se sitúan en la bañera en una zona donde no estorbe a la jarcia de labor.

2.1.6 Chalecos, arneses y líneas de vida

Se deben de disponer de chalecos y arneses para cada tripulante. Los arneses tendrán unos cabos de al menos 2 m de longitud.

2.1.7 EPIRB

Una EPIRB (Emergency Position Indicating Radio Beacons) es una radiobaliza que emite una señal de socorro mediante ondas de radio que permite su localización mediante un sistema satélite de radiogoniometría.

El reglamento obliga a disponer al menos dos EPIRBs para veleros oceánicos de clase 0. Con 48 horas de autonomía y dos frecuencias de emisión (406 y 121.5 MHz, la primera permite la emisión del número MMSI del barco, y la segunda es una frecuencia aeronáutica para facilitar la localización por medios aéreos). Deben de tener un cabo amarrado de al menos 3 metros de longitud y una carga de rotura mínima de 10000 N.

Se decide instalar el modelo *McMurdo Smartfind 406 EPIRB w/GPS* que incorpora, además de las frecuencias descritas anteriormente un sistema GPS para reducir el tiempo de búsqueda en una situación de emergencia.

2.1.8 Extintores

Es obligatorio disponer de dos extintores, uno situado cerca del motor principal y el otro cerca de la entrada a la cabina. Se instalan dos extintores de polvo seco de 2kg.

2.1.9 Equipos de fondeo

Aunque sea mínimo estos veleros disponen de sistemas de fondeo, ya que es obligatorio disponer de al menos dos sistemas diferentes. Se van a escoger los valores mínimos que se resumen a continuación:

Sistema principal: ancla mínima de 9 Kg y 20 m de cadena de 10 mm de grosor con un peso mínimo de 20 Kg. Además 50 metros de cable de 18mm de poliamida de 8 cordones, de peso mínimo 10 kg. Teniendo un peso total de 39 Kg.

Sistema secundario: ancla mínima de 7 kg con 15 metros de cadena de 10mm de un peso mínimo de 26 kg. Además 50 metros de cable de poliamida de 18mm, de 8 cordones y con un peso mínimo de 10kg. El peso mínimo total es de 43 kg.

El reglamento especifica que el peso total de ambos sistemas ha de ser de al menos 95 Kg, de modo que se disponen de la siguiente manera:

- Sistema principal: ancla de 20 Kg, cadena de 25 Kg y cable de 10 Kg.
- Sistema secundario: ancla de 10 Kg, cadena de 20 Kg, cable de 10 Kg.

Ambos sistemas van situados en compartimentos de la bañera para su uso en caso de emergencia. Se sitúan en la zona de popa para mejorar la distribución de pesos.

2.2 Equipos de comunicaciones

2.2.1 Radar y AIS

El reglamento obliga a instalar una antena de al menos 4 KW situada como mínimo a 7 metros de altura sobre la cubierta.

Se instala el modelo de B&G *Boraddand 4G Radar*:

- Peso: 7 Kg
- Diámetro: 48 cm
- Requerimientos eléctricos: 12 V/ 12 Watt
- Alcance: 32 millas náuticas
- Temperaturas de funcionamiento: -25°C a 55°C

El Sistema de identificación automática (AIS) es una herramienta que cambia drásticamente la forma en que se puede realizar un seguimiento de los buques. Un transpondedor AIS utiliza frecuencias VHF, las mismas que la de la radio de a bordo, y las emisiones de su propia posición del buque, nombre, junto con detallados parámetros como eslora, tonelaje, navegación actual, velocidad, rumbo, velocidad de giro, MMSI y destino.

El transpondedor recibe la misma información de otros barcos, y, o bien lo muestra en su propia pantalla o se emite en un estándar NMEA de datos para uso de plotters compatibles. Las posiciones y las intenciones de los barcos se muestran en tiempo real. Existen dos tipos o clases de AIS, clase A y clase B, la clase A está diseñada para barcos de gran tonelaje y es obligatoria por el SOLAS en barcos de pasajeros, mercante o buques de más de 300 GT. El tipo o clase B, está pensado para barcos de recreo que quieran añadir a su barco este sistema de seguridad. Dentro de esta clase B podemos distinguir los transpondedores y los receptores.

Se decide añadir un AIS que sea transpondedor y receptor, hay de nuevo una amplia gama de marcas que tienen este tipo de producto.

Se escoge el modelo de B&G NSPL-400 con las siguientes características:

- Dimensiones: 140 x 100 x 42 mm (LxWxH)
- Peso: 250 g
- Potencia: CC(9.6V – 31.2V)
- Consumo medio: 170 mA
- Frecuencias: de 156.025 a 162.025 MHz en pasos de 25 KHz
- Temperatura operativa: -25°C a +55°C

2.2.2 Equipos de radio y satélite

Se instalan los siguientes equipos:

- un emisor/receptor VHF de al menos 25 W, equipado con antena fija en el tope del palo, y otra antena de respeto. Modelo SIMRAD RS 12, requerimientos eléctricos: 12 V; 1.5 A en transmisión 250 mA en espera.
- 2 emisores/receptores VHF de mano, de al menos 5 W de potencia de salida, estancos y con baterías. Modelo: UNIDEN Atlantis 250 Handheld Two-Way VHF Marine Radio
- 2 terminales de teléfono vía satélite, estancos y con baterías.
- un terminal de satélite Inmarsat Standart-C, que permite el envío de datos vía satélite, conectando el barco al sistema GMDSS (Global Maritime Distress and Safety System). Uno de los fabricantes más populares cuyos productos pueden verse a bordo de la mayoría de los veleros de competición oceánica es Thrane & Thrane, que ofrece su equipo Sailor mini-C con tan sólo 2 kg de peso, incluida la antena. Tiene un consumo de 1.85 W en espera y de 22 W transmitiendo, ambos a 15V.

Se estima un peso de total de unos 10 Kg.

2.3 Equipos de navegación

En cuanto al sistema de navegación, que comprende los datos relativos al viento, rumbo y posicionamiento, radar, piloto automático, velocidad, profundidad, etc. se ha decidido por instalar el paquete que vende la marca *B&G*, por ser líder en el mercado de este tipo de sistemas. Concretamente ésta tiene un producto denominado *H3000* que unifica los sistemas y equipos de navegación descritos. A continuación se muestra un esquema que ofrece la marca donde se ven el piloto automático y su procesador, el compas, el equipo de viento y las pantallas para ver todos los datos, así como la salida NMEA donde se pueden adaptar diferentes sistemas como el radar, o datos del motor (revoluciones, consumo, temperatura, etc.).

H3000 System Example

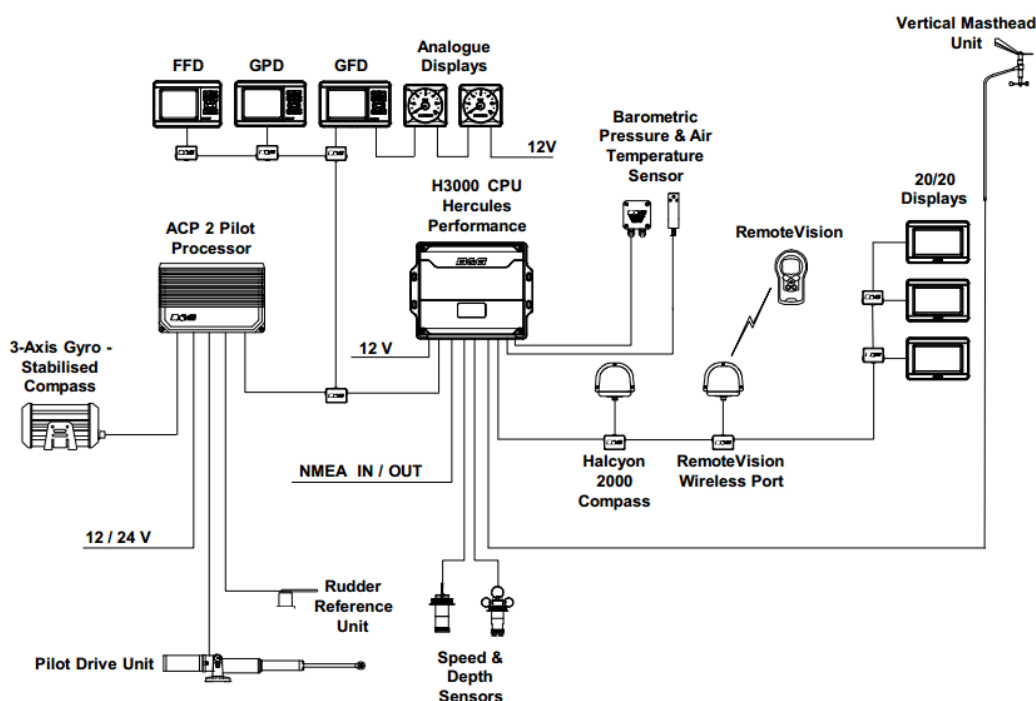


Fig. 8.4. Ejemplo de instalación del sistema B&G H3000

Se incluye en el paquete del producto:

- Equipo de viento, corredera y anemómetro
- Corredera
- Sonda
- Girocompás
- Clinómetros para la escora y el trimado
- Termómetro, barómetro e higrómetro
- CPU para procesar todos los datos, con software integrado. Cada vez es más común tener monitorizados datos como carta náutica, velocidad, rumbo, rumbo a waypoint, porcentaje de polares teóricas alcanzada en cada momento, partes meteorológicos, etc.

El peso estimado de estos aparatos se estima en unos 154 Kg situados en la estación de navegación giratoria mostrada en el cuaderno 3.

El sistema de gobierno ya se escogió en capítulos anteriores, teniendo la característica de ser cañas en lugar de ruedas. Esta elección depende mucho de cada patrón, sin embargo aunque hay ejemplos de ambos sistemas en la flota actual prevalecen las cañas

a las ruedas. El sistema de transmisión de las cañas permite un mayor tacto a la hora de sentir la embarcación y una mayor sencillez en el mecanismo del piloto automático, es por ello que la mayoría de los patrones lo prefieren.

El piloto automático es una herramienta imprescindible para una navegación en solitario. Es esencial para que el patrón pueda descansar ya que junto con el sistema de radar hacen que el velero pueda navegar solo con una relativa seguridad sin nadie en cubierta. El sistema *B&G H3000* permite que el piloto mantenga constante el ángulo de viento para el que se han trimado las velas, de modo que si el viento cambia de dirección también lo haga el velero, evitándose así tener que estar saliendo a cubierta cada poco tiempo para corregir el trimado.

B&G H3000 ofrece diferentes opciones según sea el sistema de gobierno por lo que dependiendo del tipo de embarcación de que se trate se elige uno u otro. En este caso se elige el tipo de brazo hidráulico tres, con las siguientes características:

- Tipo: Ram –T3 24V
- Requerimientos eléctricos: 24 V CC, 0.8 A
- Empuje máximo: 1062 Kg
- Corriente pico: 17 A
- Máxima longitud: 305 mm
- Máximo torque: 2688 Nm
- Peso: 10.3 Kg

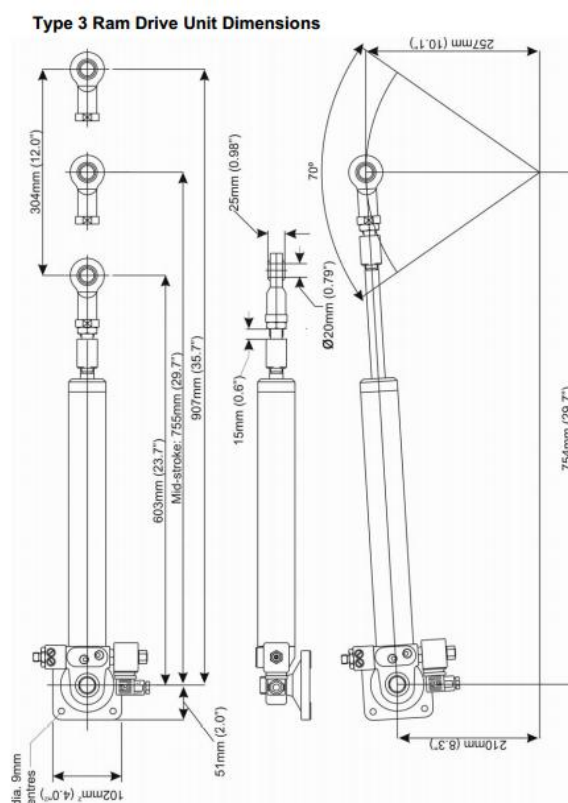


Fig. 8.5. Dimensiones del brazo hidráulico que compone el piloto automático

2.4 Luces de navegación

Según el reglamento la potencia mínima necesaria debe de ser de 25 W.

Se opta por luces LED, ofreciendo con un consumo eléctrico de 3W la misma luminosidad que las bombillas tradicionales de 25 W exigidas por la norma, su vida útil es mucho más larga y además de tener un menor mantenimiento son menos voluminosas. Las luces son:

- Luces babor-estribor, roja y verde respectivamente
- Luz de alcance, blanca
- Luz de tope, blanca, para navegación a motor
- Luz blanca todo horizonte, para situaciones de fondeo.

3 Equipos adicionales

3.1 Bomba de lastre

Estimando aproximadamente en unos 2500 litros de agua salada de lastre de cada banda y suponiendo un tiempo estimado de llenado de 5 minutos se necesitaría un caudal de 500 l/min. Se instalan cuatro bombas de lastre en total, de 125 l/min de capacidad cada una, de tal forma que haya dos opciones de llenado, una opción de llenado rápido en 5 min y otra de llenado más lento y un menor consumo. Se estima el peso total de las cuatro bombas en 5 Kg.

3.2 Equipos de vídeo

En los últimos años se han equipado a los veleros oceánicos de competición de varias cámaras a bordo para transmitir al público lo que sucede cada día a bordo por medio de entrevistas e imágenes. Todo esto hace que una circunnavegación sea más amena tanto para los regatistas como para todo el público que puede acercarse mucho más a lo que es una vuelta al mundo en solitario o en parejas.

Para realizar un buen reportaje de lo que sucede a bordo los patrones disponen de diferentes cámaras: en el interior, en la popa enfocando a la bañera, a mitad de palo, etc. además de esto los regatistas necesitan un software editor de vídeos para poder mandar los datos en pequeña cantidad a miles de millas de distancia.

3.3 Componentes de la quilla pivotante

Se ha hablado bastante a lo largo de este proyecto sobre la quilla pivotante, pues es la columna vertebral sobre la que se basan estos veleros. Antes de que cambiara la normativa en el año 2013 se permitían diferentes materiales para la construcción de la quilla, sin embargo debido a la cantidad de roturas de diversa índole que estaban sufriendo los equipos se decidió definir las reglas ya resumidas en cuadernos anteriores.

Las roturas observadas en las distintas embarcaciones se han producido tanto en la propia quilla como los sistemas hidráulicos que la mueven y en la estructura que la soporta. La causa de estos fallos ha sido objeto de controversia pero parece haber unanimidad en que la mayor parte de estas roturas se han debido a los grandes esfuerzos de fatiga a los que está sometida.

Hay que entender que es una tecnología muy reciente; hace muy poco no se tenían suficientes datos para definir correctamente los coeficientes de seguridad mínimos. Incluso en la edición de la Vendée Globe de 2012-2013 cuatro de los participantes tuvieron problemas o perdieron su quilla. Uno de ellos llegó a completar la última parte del recorrido sin ésta, usando los tanques de lastre para compensar la falta de estabilidad transversal.

Para el dimensionamiento de la estructura que soporta este elemento se hace necesario un profundo estudio combinado de fuerzas estáticas y dinámicas, siendo necesario recurrir en la mayoría de los casos a estudios detallados con software de elementos finitos. En este proyecto se optimizado tanto hidrodinámicamente como aerodinámicamente la mayoría de los componentes, es por ello que un cálculo minucioso de las tensiones originadas en la quilla se sale del propósito inicial del trabajo desarrollado. Sin embargo se va a realizar un estudio básico sobre las fuerzas involucradas en los cilindros para inclinar la quilla los 40 grados a cada banda que permiten los requisitos de estabilidad de la clase IMOCA.

El sistema estático está compuesto básicamente por tres fuerzas y tres distancias:

- F_1 : es la fuerza paralela al plano base de la embarcación que se tiene que ejercer en la parte superior de la quilla para mantenerla en una posición determinada.
- P_1 y P_2 son los pesos de la quilla y del bulbo aplicados en sus respectivos centros de gravedad.
- d_1 , d_2 y d_3 son las distancias de cada fuerza al eje de giro.

Para mantener el equilibrio el momento ejercido por la fuerza F_1 respecto al eje de giro tiene que ser igual a los momentos ejercidos por las otras dos fuerzas P_1 y P_2 . A su vez para poder formar el equilibrio hay que descomponer cada fuerza en un plano perpendicular al de la quilla, y aquí es donde se debe de hacer una importante distinción, los pesos se aplican siempre verticalmente, ya que la gravedad es una fuerza vertical.

Para descomponer estas fuerzas en un plano perpendicular a la quilla hay que multiplicarlas por el seno del ángulo que forma la quilla con la vertical, o sea, el ángulo de giro de la quilla más el ángulo de escora que tenga la embarcación. Sin embargo la componente F_1 se tiene que descomponer multiplicándola por el coseno del ángulo que se incline la quilla respecto al plano de crujía solamente ya que el componente mecánico que va a sostener la quilla en su posición es paralelo al plano base de la embarcación, no a un plano horizontal paralelo a la flotación.

En el siguiente dibujo se esquematiza las fuerzas y la descomposición comentada.

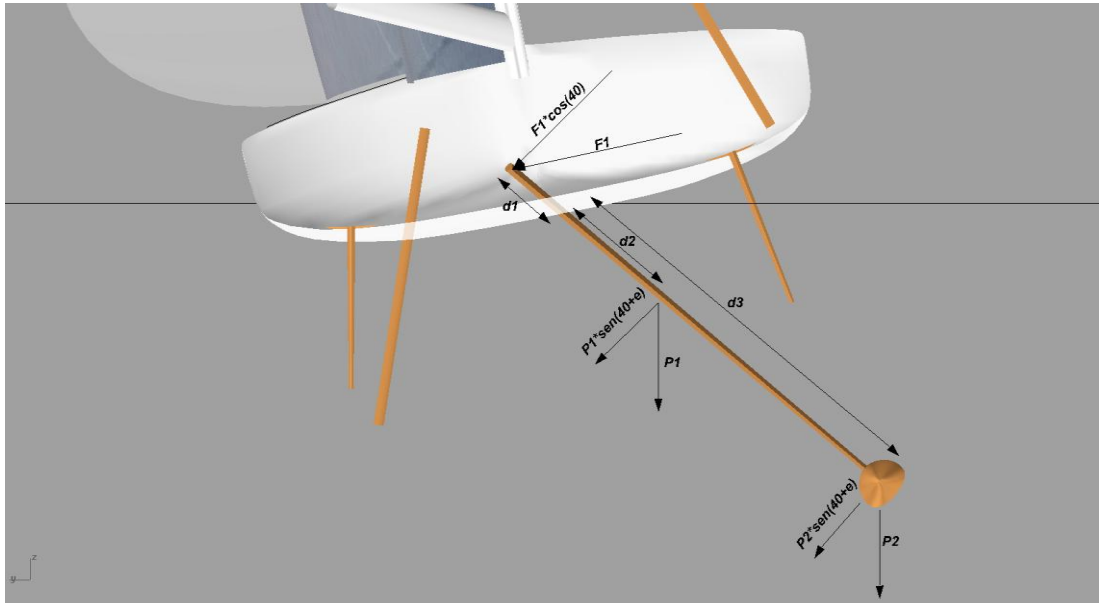


Fig. 8.6. Fuerzas y distancias que intervienen en la quilla pivotante

Para el equilibrio se tiene que cumplir:

$$F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_1 = P_1 \cdot \sin(\alpha + \vartheta) \cdot d_2 + P_2 \cdot \sin(\alpha + \vartheta) \cdot d_3 ;$$

$$F_1 = \frac{\sin(\alpha + \vartheta)}{\cos \alpha} \cdot \frac{P_1 \cdot d_2 + P_2 \cdot d_3}{d_1}$$

Siendo:

α : ángulo de inclinación de la quilla

ϑ : ángulo de escora

El caso más desfavorable es, lógicamente, cuando la quilla y el bulbo se encuentran en posición horizontal de modo que $\sin(\alpha + \vartheta) = 1$.

Realizando una hoja Excel con los siguientes datos de distancias y pesos se puede obtener la fuerza que se transmite a los refuerzos en cada situación de escora con un valor de inclinación de la quilla fijo de 40° .

$$d_1 = 0.5 \text{ m}$$

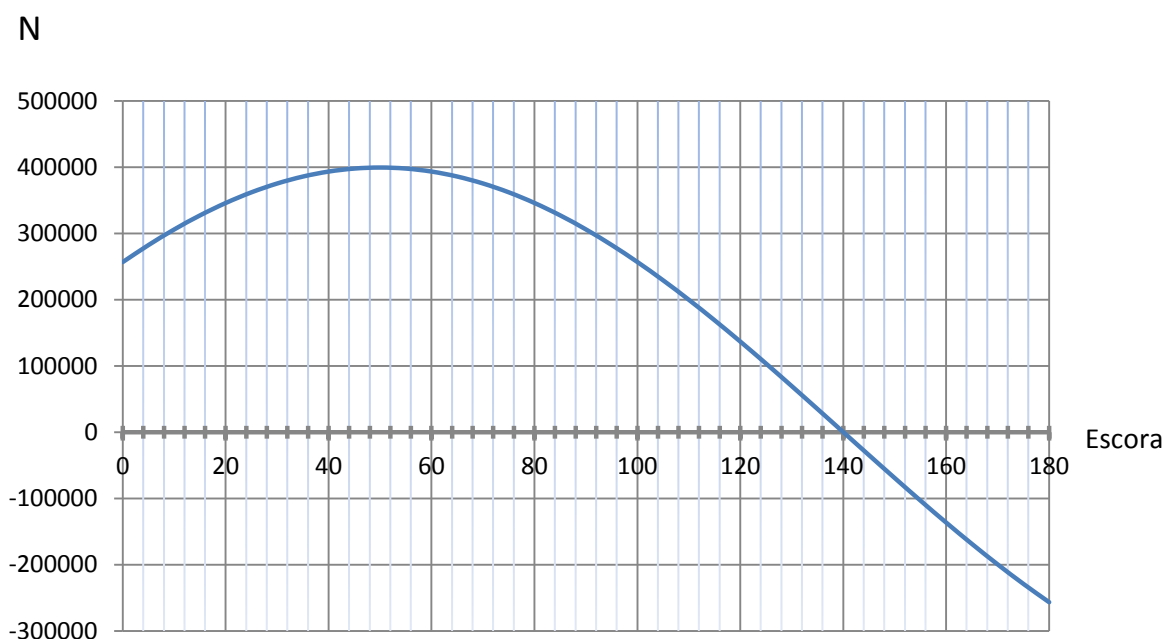
$$d_2 = 1.85 \text{ m}$$

$$d_3 = 4.07 \text{ m}$$

$$P_1 = 952 \text{ Kg}$$

$$P_2 = 3400 \text{ Kg}$$

$$\alpha: 40^\circ$$



Gráfica 8.1. Variación de la fuerza transmitida al casco con la escora

Como se observa en la gráfica, la máxima fuerza estática corresponde a 50 grados de escora, algo obvio ya que sumándole los 40 grados de inclinación de la quilla se obtienen 90 grados respecto a la vertical. A su vez, cuando la escora es de 140 grados, la fuerza transmitida por la quilla es nula ya que sumándole los 40 grados de inclinación se tiene que la quilla está de nuevo en posición vertical (140+40=180). La fuerza máxima que se obtiene es de 399.5 kN, o sea, 40.7 tf.

El sistema más usado para la aplicación de la fuerza F1 es un mecanismo de dos cilindros hidráulicos, es decir, está dimensionado para que cada uno de los cilindros pueda llevar a la quilla hasta su punto máximo sin la ayuda del otro. De esta forma si uno se avería aun se tiene otro operativo, además de que de esta forma los cilindros trabajan a la mitad de la carga prevista de trabajo, por lo que se reducen las posibilidades de avería.

Se puede obtener la presión hidráulica que tiene que soportar un cilindro para mover la quilla dimensionando su diámetro. Tomando como referencia la foto de la siguiente página, donde se ve un sistema pivotante de un IMOCA Open 60, se da un valor de 15 cm de diámetro, obteniéndose así la presión interna:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{399528}{\pi * 7.5^2} = 2260.86 \text{ N/cm}^2 = 226 \text{ bar}$$

Para calcular el caudal de aceite y la velocidad con la que se tiene que mover el émbolo se necesita saber la carrera que recorre:

$$t = d_1 \cdot \tan(40) = 42 \text{ cm}$$

El volumen de aceite necesario para desplazarlo se calcula de acuerdo a esta carrera:

$$vol = t \cdot A = 42 \cdot 176.714 = 7422.012 \text{ cm}^3$$

Definiendo el tiempo en el que se quiere que se produzca el desplazamiento máximo, un minuto por ejemplo, se puede conocer la velocidad del émbolo:

$$vel. = \frac{Caudal}{Area} = \frac{7422.012 \text{ [cm}^3/\text{min}]}{176.714 \text{ [cm}^2]} = 42 \text{ cm/min} = 7 \text{ mm/s}$$

Una vez se tiene la velocidad se puede calcular la potencia si se multiplica por la fuerza que se tiene que realizar:

$$P = F \cdot vel. = 399528 \cdot 7 \cdot 10^{-3} = 2796.696 \text{ W}$$

Suponiendo un rendimiento del sistema hidráulico de 0.8 se estima una potencia necesaria de 3495.87 W.

Aunque el estudio básico realizado resulta de interés para observar las fuerzas estáticas del sistema, existen muchos esfuerzos dinámicos que hacen mucho más complejo este estudio. A continuación se muestran unas gráficas de un estudio realizado por Manganelli, P.F., que muestran las diferencias entre las cargas dinámicas y las estáticas de la quilla en posición vertical e inclinada 40°.

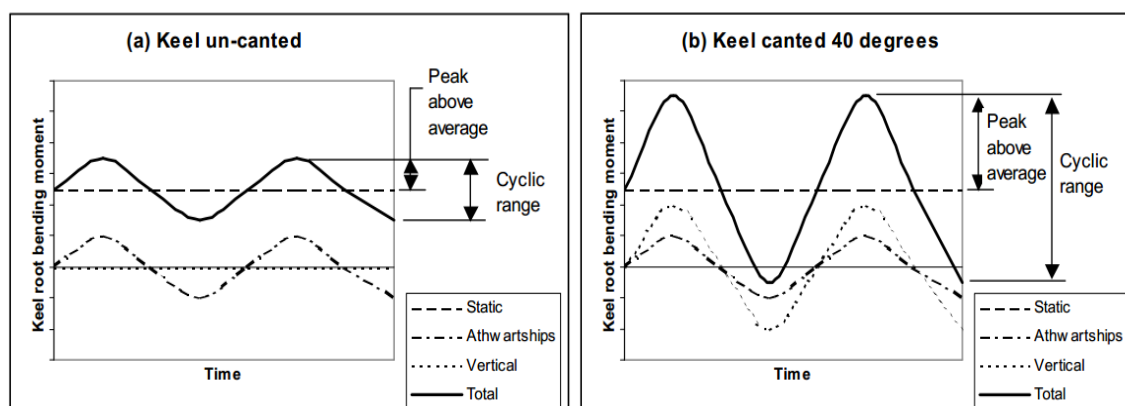


Fig. 8.7. Relación entre las cargas estáticas y dinámicas de la quilla vertical e inclinada

Actualmente se suele ofrecer un paquete completo, incluyendo los mamparos resistentes necesarios, es decir, una especie de anillo estructural concebido para ahorrar peso y espacio y para optimizar además el reparto de cargas a la estructura.

Existen varias empresas que se dedican al dimensionamiento y estudio de los refuerzos necesarios para quillas pivotantes, entre ellas se pueden destacar las siguientes: *Cariboni*, *Enerpac*, *SKF* y *CKM by ODS Developments*.

En la siguiente imagen se puede ver una imagen de este tipo de anillos estructurales junto a un mecanismo de un Open 60 que ofrece la empresa *Cariboni*.





Fig. 8.8. Solución ofrecida por la empresa Cariboni

Caribonni ofrece un sistema para un IMOCA Open 60 de las siguientes características:

- Ángulo máximo de inclinación: 40°
- Peso del bulbo: 3500 Kg
- Peso de la quilla: 980 Kg
- Dimensiones de la caja más los cilindros: 550 x2200 x460 (LxWxH)
- Peso del conjunto: 250 Kg

La empresa *SKF* ofrece un sistema eléctrico que reduce entre un 25 y un 40 % el peso del sistema hidráulico, más usado y convencional. Como ejemplo precisamente para un Imoca Open 60 ofrece un sistema que inclina la quilla de una banda a otra en 15 seg, con un factor de seguridad mayor de tres y dos sistemas redundantes, de modo que la quilla se quede fija si alguno de los dos sistemas falla. Todo ello ofrece una capacidad de carga estática de 1585 kN y una capacidad dinámica de 553 kN, con un peso total de 110 Kg. A continuación se muestra el diagrama del circuito:

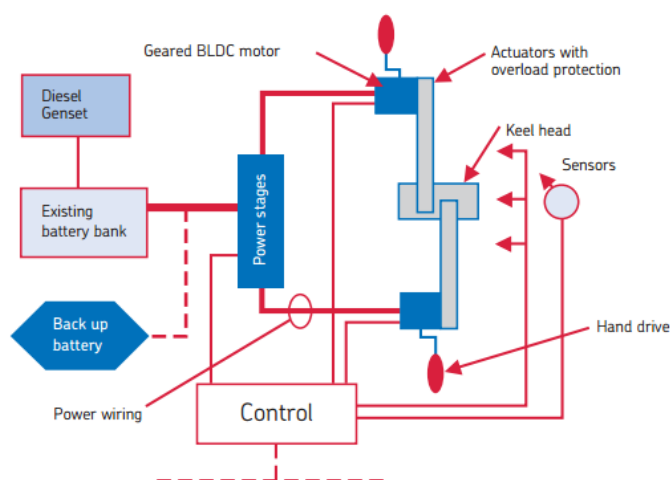


Fig. 8.8. Diagrama de la solución ofrecida por la empresa SKF

ODS Developments ofrece el producto CKM (canting Keel Manager); un paquete completo que incluye desde el software hasta los componentes mecánicos, pudiendo escoger un mecanismo hidráulico o eléctrico. Esta empresa francesa situada en la región francesa de Lorient provee a la mayoría de Open 60.

Está claro que cada embarcación tiene unas características concretas, por lo que no se puede generalizar ya que los productos que ofrecen estas empresas pueden variar respecto a las necesidades reales. Para este proyecto se puede tomar gracias a estos datos, una referencia válida en cuanto al peso y las dimensiones aproximadas del mecanismo de accionamiento.

Como software para controlar este sistema de quilla pivotante se escoge el que ofrece la empresa *ODS Developments* llamado CKM (Canting Keel Managment) con el que se consiguen entre otras cosas optimizar el ángulo de inclinación de la quilla, grabar el historial de las maniobras, automatizar la secuencia de la virada, etc. Este sistema incorpora una pantalla de control y diferentes sensores que suman un total de 400 gr y necesita una potencia máxima de 1.7W.

4. Bibliografía

LARSSON L, ELIASSON RE. (2007) "Principles of Yacht Design" 3ª Edición, Adlard
Coles Nautical, Londres.

INTERNATIONAL MONOHULL OPEN CLASS ASSOCIATION (I.M.O.C.A) (2012)
Open 60' ISAF International Class. "Class Rules 2012"

<http://lrse.com>

<http://www.bandg.com>

<http://www.whalepumps.com>

<http://www.mcmurdomarine.com>

<http://www.katadyn.com>

<http://www.oceandatasystem.com>

<http://www.skf.com>

Índice

1. Introducción	2
2. Consumidores	2
3. Balance eléctrico	3
4. Sistema de baterías	4
5. Carga de baterías	6
5.1. Hidrogeneradores	7
5.2. Motor diesel	8
5.3. Regulador, separador de carga y conversor DC-DC.	8
6. Bibliografía	

1. Introducción

A lo largo de este cuaderno se va a dimensionar la planta eléctrica de la embarcación. Un velero como cualquier otro yate moderno y más aun tratándose de un velero de competición dispone de multitud de consumidores eléctricos que dan información diversa al patrón sobre la situación y el rendimiento del velero. El problema para las embarcaciones a vela es que no tienen un motor funcionando a tiempo completo, mucho menos tratándose de un velero oceánico de competición donde cada kilogramo de peso extra va en perjuicio de su rendimiento. Es por ello que se va a disponer un conjunto de almacenadores o baterías que van a generar corriente continua de 12 y 24 V. Las baterías se recargan de forma periódica mediante el alternador del motor principal, apoyado por dos hidrogenadores que permiten reducir el uso total de combustible a bordo.

Al ir limitada la cantidad de combustible a bordo las baterías deben tener la suficiente capacidad para poder almacenar la máxima energía y poder reducir de esta forma las horas de funcionamiento del motor.

2. Consumidores

A continuación se detallan los diferentes consumidores de a bordo descritos en el cuaderno anterior. Como la mayoría de estos consumidores no van a suponer un consumo fijo se deben de diferenciar sus consumos en espera y en funcionamiento. Para ciertos consumidores como las bombas de lastre, las luces de navegación, etc. carece de sentido realizar esta distinción ya que o están en funcionamiento o apagados.

Consumidores 12 V	Consumo (W)	
	Espera	Funcionamiento
Potabilizadora	0	192
Achique	0	84
AIS	2,01	24
VHF	3	18
Ordenador	15	15
Luces navegación	0	8
Luces fondeo	0	3
Luces interior	0	4
GPS	1	1
Displays	0,55	1,2
Sensores quilla pivotante	0	1,7
Consumidores 24 V		
Equipo de navegación BG	0,8	17
Piloto automático	100	100
Inmarsat mini C	1,85	22
Radar	15,2	34,3
Bombas de lastre	0	1500
Sistema de la quilla	0	3495,87

Tabla 9.1 Relación de los diferentes consumidores de a bordo

3. Balance eléctrico

A la hora de realizar el balance eléctrico se van a considerar las situaciones de funcionamiento normal y de emergencia. No tiene sentido analizar las situaciones de puerto o fondeo ya que se trata de una embarcación de competición cuya vida operativa va a consistir en estar navegando, no en puerto. No existen aparatos de acomodación para estar en puerto, ya que por reducción de peso se eliminan todos los consumidores que no sean esenciales para una navegación segura. Para realizar por tanto el balance eléctrico se analizan las dos situaciones nombradas anteriormente; determinando el consumo de cada equipo afectado por un coeficiente de servicio y régimen (Ksr).

Cada uno de los consumidores tienen un coeficiente diferente debido a su uso: la antena Inmarsat mini C está afectada con un coeficiente de 0.083 debido a que solo va a funcionar dos horas al día para el envío de datos, posiciones y archivos multimedia, las luces con un factor de 0.5 debido a que se supone su funcionamiento durante medio día, etc.

Consumidores 12 V	Situación de funcionamiento							
	Consumo (W)		Normal			Emergencia		
	Espera	Funcionando	Ksr	Estado	Consumo	Ksr	Estado	Consumo
Potabilizadora	0	192	0,021	funcionando	4,032	0,021	funcionando	4,032
Achique	0	84	0	espera	0	1	funcionando	84
AIS	2,01	24	1	Espera	2,01	1	funcionando	24
VHF	3	18	1	Espera	3	1	funcionando	18
Ordenador	15	15	1	funcionando	15	1	funcionando	15
Luces navegación	0	8	0,5	funcionando	8	1	funcionando	8
Luces fondeo	0	3	0	Espera	0	1	funcionando	3
Luces interior	0	4	0,5	funcionando	2	1	funcionando	4
GPS	1	1	1	funcionando	1	1	funcionando	1
Displays	0,55	1,2	1	funcionando	1,2	1	en espera	0,55
Sensores quilla pivotante	0	1,7	0,416	funcionando	0,70	1	en espera	0
Consumidores 24 V								
Equipo de navegación BG	0,8	17	1	funcionando	17	1	espera	0,8
Piloto automático	100	100	0,7	funcionando	100	0	espera	0
Inmarsat mini C	1,85	22	0,083	funcionando	1,82	1	funcionando	22
Radar	15,2	34,3	0,5	espera	7,6	0	espera	0
Bombas de lastre	0	900	0,2083	funcionamiento	187,47	0,0416	espera	37,44
Sistema de la quilla	0	3495,87	0,2083	funcionamiento	728,18	0,0416	espera	145,42
Total (W)					1079.035			367.25

Tabla 9.2. Balance eléctrico de los consumidores de a bordo

Para el sistema de quilla pivotante y lastres se ha supuesto un máximo de 5 viradas antes de tener que recargar las baterías en la situación de funcionamiento normal, en el caso de emergencia se ha supuesto una virada, es decir en caso de vuelco poder bascular la quilla y vaciar los tanques de lastre una vez. Como se aprecia en los resultados en la condición de funcionamiento normal se tiene un mayor consumo que en condición de emergencia. Esto es debido básicamente al criterio seguido en cuanto al sistema de quilla pivotante y lastres.

4. Sistema de baterías

Como en la mayoría de veleros se van a disponer baterías de servicio y baterías de arranque. Esta distinción provoca que aunque se gasten todas las baterías por un excesivo consumo eléctrico de los aparatos se tenga otra para poder arrancar el motor principal y así poder generar más electricidad. Además de esto el funcionamiento no va a ser igual; las baterías de servicio van a sufrir ciclos de carga y descarga más profundos que las baterías de arranque. El motor necesita un pico de corriente alto durante un breve periodo de tiempo, sin embargo no necesita alimentar de forma continuada a ningún consumidor.

Para las baterías de servicio la principal característica buscada es la relación entre su capacidad (Ah) y su peso. Por ello y desde hace unos años se ha extendido el uso de baterías de ion-litio, que entre otras presentan las siguientes ventajas en comparación con las clásicas:

- Tienen una elevada densidad de energía; acumulan una mayor carga por unidad de peso y volumen.
- Poco peso: a igualdad de carga almacenada son menos pesadas y ocupan menos volumen que las de Ni-MH y mucho menos que las de Ni-Cd y Plomo.
- Mínimo efecto memoria.
- Gran duración: muchos fabricantes muestran datos en torno a unos 3000 ciclos de carga/descarga para una pérdida de capacidad del 20% a C/3.
- Baja tasa de auto-descarga: cuando no se usa una batería se descarga progresivamente aunque no la usemos. En el caso de las baterías de Ni-MH esta auto-descarga puede suponer más de un 20% mensual, en el caso de las de Li-ion es menos de un 6% en el mismo periodo de tiempo.

A lo largo del mercado se encuentran diversas empresas que fabrican este tipo de baterías, sin embargo *Valence batteries* ofrece una tecnología que lleva un paso más hacia delante esta tecnología de Li-ion; usan fosfatos (LMP), en lugar de óxidos de Litio (LCO).

Estas presentan ciertas ventajas:

- Las baterías de óxido de Litio presentan inestabilidades cuando se almacenan en grandes cantidades, con cierto riesgo de explosión. Esto es algo que se puede

contener en baterías pequeñas como la de los móviles u ordenadores, sin embargo para grandes baterías se hace más complicado su control. Las baterías de fosfato de litio (LMP) han demostrado tener una mayor estabilidad cuando se almacenan en contenedores mayores que los de los ordenadores o móviles.

- Las LMP superan a las LCO cuando se produce una carga anormal durante 48 horas. Además si son penetradas por un objeto metálico no se produce un cortocircuito como si pasa con las LCO, provocándose una gran exotermia.
- Las baterías LMP tiene un ciclo de vida mayor que las LCO.
- Por el contrario se tiene la mayor desventaja: inicialmente las baterías de óxido de litio tienen una mayor capacidad que las de fosfatos de litio. De ahí que no hayan sido globalmente aplicadas a los móviles y pequeños aparatos electrónicos.

La carga estudiada es de 1079.035 W, lo que implica una corriente de 86.32 A para una diferencia de potencial medio de las baterías de 12.5 V. Para dimensionar la capacidad necesaria de las baterías es necesario definir el número de horas que se quiere que funcionen las baterías sin tener que recargarlas. Estimando unas 15 horas con las condiciones de consumo de la tabla anterior se necesitan unos 1294.842 Ah.

El modelo de batería *Valence U27-12XP* presenta las siguientes características:

	Especificación	U27-12XP
	Módulo de voltaje nominal	12,8
	capacidad nominal (C/5, 23°C)	138 Ah
	Peso	19,5 kg
	Energía específica	91 Wh/kg
	Densidad energética	148 Wh/l
Descarga estándar a 25 °C	Max. Carga continua de corriente	150A
	Carga de corriente pico (30 seg)	300A
	Voltaje de corte	10V
Carga estándar	Máximo voltaje de carga	14,6 V
	Voltaje en flotación / corriente	13.8 V/ 70 A
	Tiempo de carga C/2	2,5 h
	Resistencia interna (max)	5 mΩ

Tabla 9.3. Especificación de las baterías escogidas

Con una capacidad de 138 Ah y un peso de 19.5 kg se necesitan 10 baterías conectadas en paralelo que generarían 1380 Ah con un peso total de 195 kg. Se tienen 85 Ah extra lo que suponen unas 16 horas de funcionamiento en la situación normal de funcionamiento y 47 horas en régimen de emergencia. Esta situación de emergencia es un tanto irreal ya que hay muchos consumidores que no van a estar funcionando todo el tiempo.

En cuanto a las baterías de arranque la condición de diseño es la carga continua máxima y la carga pico que puede generar durante 30 segundos. El motor seleccionado tiene un motor de arranque de 1.6 kW por lo que con una red de 12.5 V se traducen en una necesidad de 128 A.

Las características de la batería U24-12XP son similares a la anterior exceptuando su menor capacidad (110 Ah) por lo que pesa unos 4 kg menos. Este modelo tiene los mismos valores de descarga que los mostrados en la tabla anterior; suficientes para las necesidades del motor de arranque.

5. Carga de baterías

Para la carga de las baterías se cuenta con el motor instalado a bordo y con los hidrogenadores. Estos últimos se han vuelto muy necesarios para limitar el uso de combustible y reducir la cantidad de combustible necesaria para la circunnavegación.

En la edición de 2012-2013 de la Vendée Globe el patrón Javier Sansó con la embarcación *Acciona 100% Ecopowered* ha marcado un hito al realizar por primera vez una circunnavegación completa sin llevar combustibles fósiles a bordo. Esto ha sido posible gracias a varios años de investigación sobre sistemas limpios de almacenaje y generación de energía. Es muy interesante dicho proyecto ya que abre las puertas a que en los próximos años se consiga evolucionar para reducir o eliminar el combustible a bordo, algo que podría dar lugar a la eliminación del motor de combustión fósil. En este proyecto se ha decidido por instalar un motor de explosión ya que es más beneficioso desde el punto de vista del peso de los equipos instalados a bordo.

Para evaluar los sistemas de carga hay que calcular las necesidades energéticas a lo largo de toda la regata. Es decir, 1079.035 W en la situación de funcionamiento normal. Multiplicando esta cantidad por el número total de horas correspondientes a 110 días de regata se tienen 2848.6524 kW·h. Esta cantidad de energía la tienen que suministrar el motor y los hidrogenadores.

Una estimación bastante razonable es que globalmente un 30 % de esta energía la van a generar los hidrogenadores y el resto el motor diesel.

5.1. Hidrogeneradores

Para la instalación de los hidrogeneradores se ha escogido una marca líder del mercado usada por muchos de los patrones de *IMOCA Open 60* y *Class 40* de los últimos años: *Watt&Sea*. Ésta ofrece distintos dispositivos optimizados para regatas y para crucero. Debido a las formas de la popa se decide por instalar dos hidrogeneradores de carbono, uno para cada banda ya que normalmente se navegará con escora. Tienen un peso de 7 kg cada uno y vienen equipados con una hélice de paso variable controlada electrónicamente por un procesador miniaturizado y autónomo que minimiza la resistencia y optimiza la generación de energía. Una bomba hidráulica permite el control de las palas de la hélice.

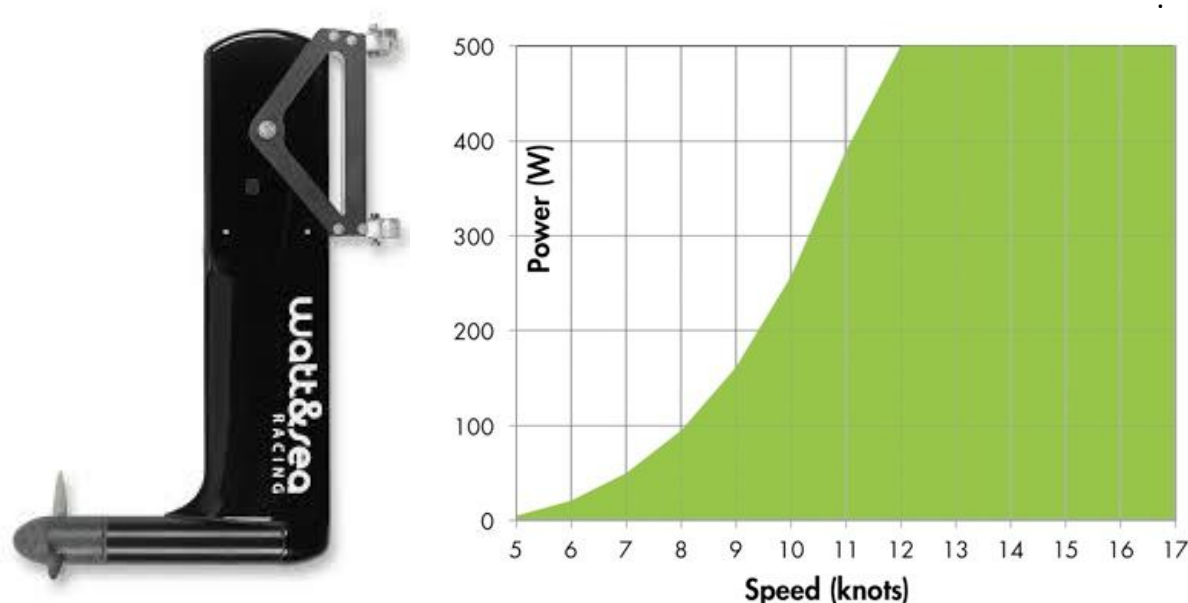


Fig. 9.1. Imagen y potencia generada por el hidrogenerador *Watt&Sea*

El diseño prevé el que se pueda girar en caso de colisión, algo bastante común en una vuelta al mundo. El rango de producción de energía comienza a ser válido a partir de los 7 nudos de velocidad, donde se producen unos 50 W.

Como se ve en la gráfica a partir de unos 12 nudos se generan 500 W de potencia. Suponiendo una generación media de 350 W y un uso de un 30% del tiempo de regata (110 días), se obtiene una potencia de 924 kW·h.

5.2. Motor diesel

La mayor parte de la energía va a ser generada por el alternador del motor diesel. Sin embargo no se conoce la carga del alternador por lo que hay que hacer una aproximación. De las gráficas del motor se puede observar que a unas 2000 rpm (término medio entre crucero y ralentí) se generan 20 kW en el eje del cigüeñal y unos 7 kW en la hélice, por tanto el alternador debería de estar en torno a estos dos valores.

Tomando 13.5 kW y un consumo para dichas revoluciones de 2.3 l/h se obtiene un consumo de 0.1703 l/kW·h. Añadiendo un coeficiente por pérdidas eléctricas entre el alternador y el sistema de carga de las baterías de 0.8 se obtiene un consumo específico de 0.213 l/kW·h.

Una vez obtenido este dato y gracias a que los hidrogenadores evitan tener que generar 924 kWh (que supondrían 231 kg de combustible extra), se necesitan 409.950 litros, lo que supone un peso de combustible embarcado de 348.5 kg.

5.3. Regulador, separador de carga y convertor DC-DC.

Tanto para el alternador como para los hidrogenadores se necesita un regulador entre estos y las baterías ya que en ellos se produce corriente alterna y las baterías necesitan corriente continua. En el caso de los hidrogenadores los incluye el fabricante, y en el caso del alternador se escoge la marca *Mastervolt*, especializada en náutica cuyo regulador tiene una protección IP65 contra la humedad. Este se coloca entre el alternador y las baterías como muestra el siguiente esquema:

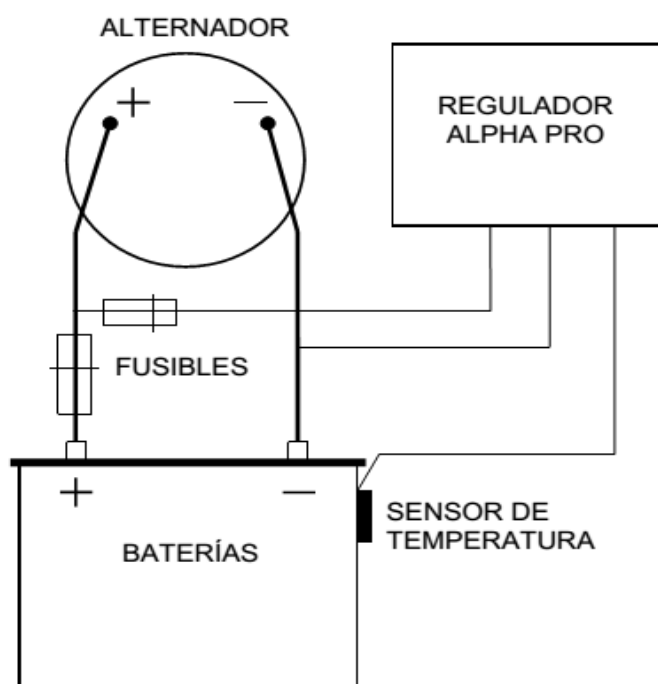


Fig. 9.2. Esquema de la situación del regulador

El regulador de carga controla el voltaje de salida del alternador. La carga de las baterías se culmina mediante un proceso de tres fases: carga, Absorción y carga en flotación. Este funcionamiento tan sencillo viene dado gracias a un microprocesador que ejerce de cerebro del regulador.

A continuación se muestran las diferentes etapas de carga:

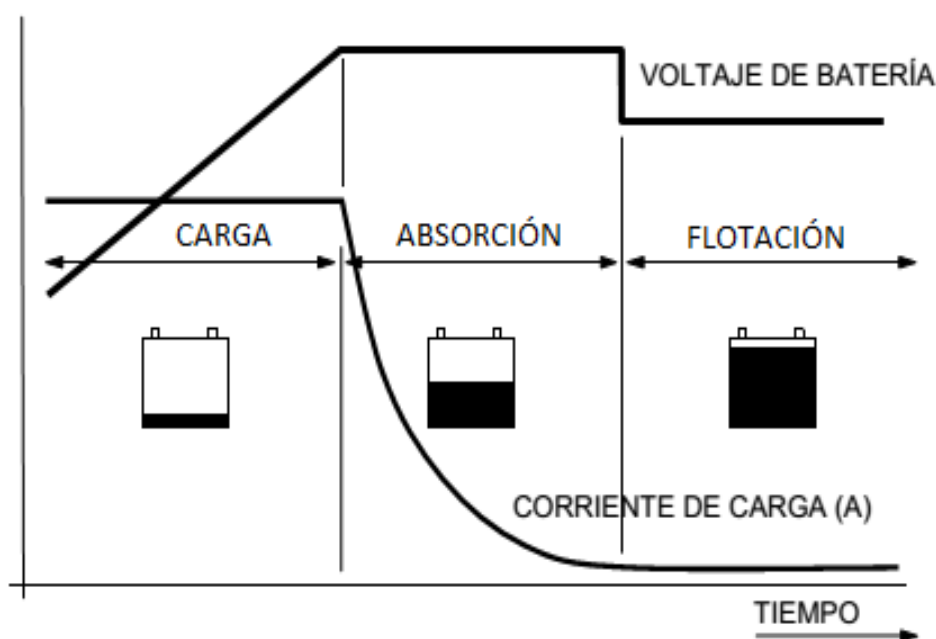


Fig. 9.3. Fases de la carga de las baterías

- En la primera etapa la corriente de salida del cargador es del 100% y se carga rápidamente la mayor parte de la capacidad de la batería. La corriente carga las baterías y el voltaje asciende gradualmente al voltaje de absorción de 14.4 V; la duración de esta fase depende de la relación entre la batería y el cargador.
- La fase de absorción se inicia cuando el voltaje en las baterías ha alcanzado los 14.4 V y finaliza cuando la batería está completamente llena. El voltaje de la batería permanece constante a 14.25 V.
- La fase de flotación comienza una vez la batería está a plena carga. En esta fase se estabiliza el voltaje a 13.25 V para mantener las baterías en condiciones óptimas.

Ya que va a priorizar la separación de las baterías de servicio a la batería de arranque se hace necesario instalar un aislador-separador de baterías. La misma marca ofrece este producto que permite cargar las baterías separadas simultáneamente. A la misma vez que se pueden cargar separadamente se pueden usar en un momento dado las de servicio para arrancar el motor principal pero de esta forma se evita que se pueda transferir energía de la batería de arranque a las de servicio. A continuación se muestra el esquema

de las baterías que incluye el alternador, el aislador-separador de baterías y el regulador de carga.

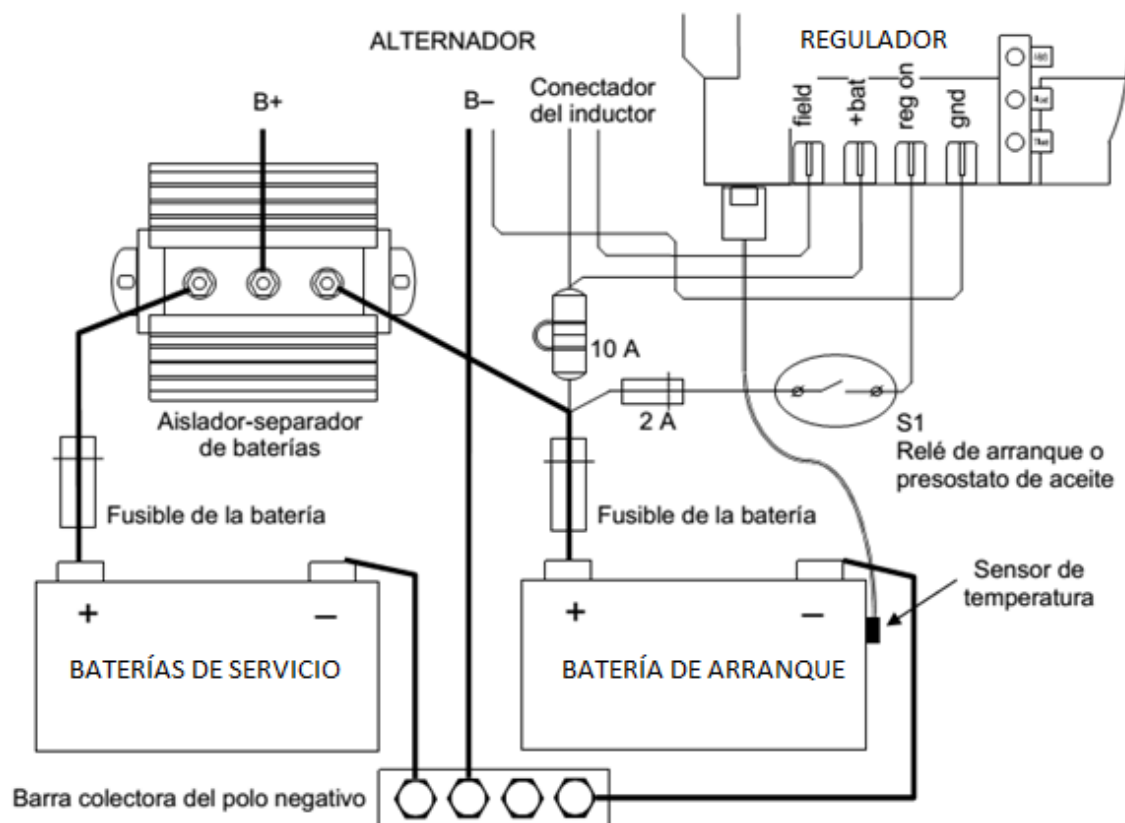


Fig. 9.4. Esquema de los principales componentes de generación y conservación de energía a bordo

Como las baterías van a estar conectadas en paralelo para tener una mayor capacidad y estas tienen una diferencia de potencial de 12 V hace falta un convertidor para transformar estos 12 V en 24 V para los equipos que lo necesiten.

6. Bibliografía

<http://www.accionasailing.com/>

<http://www.valence.com>

<http://www.mastervolt.com>

<http://www.volvopenta.com>

<http://www.wattandsea.com>

Descripción y cálculo del cálculo del centro de gravedad

A estas alturas del proyecto se puede realizar un cálculo del centro de gravedad aproximado tomando los pesos que se desconocían, como los equipos, tanques y posición de los apéndices. Además, como se ha realizado el escantillonado del barco, se puede calcular el centro de gravedad del fondo, costado y cubierta con bastante precisión.

En el siguiente cuaderno se realiza un cálculo de los esfuerzos longitudinales del barco, para ello se divide éste en varias secciones generando así el peso continuo de la estructura. Siguiendo este proceso, y para no tener que repetir el trabajo dos veces se va a dividir de la misma forma el barco, añadiendo después los pesos fijos y dejando para el final los pesos variables. Como pesos variables se entienden los tanques de lastre, víveres, gasoil de uso diario, gasoil de emergencia y agua potable de emergencia.

Para el cálculo del centro de gravedad se suponen los tanques de lastre vacíos y el resto de pesos a bordo. Los víveres, agua potable y gasoil se toman correspondientes a una circunnavegación como la que se hace en la Vendée Globe. Para ello se suponen izadas la vela mayor, el génova y el gennaker enrollado, el resto se suponen estibadas en el compartimento 3.

Los refuerzos se han tomado como pesos puntuales ya que su peso es pequeño comparado con el resto de la estructura.

A continuación se muestra la tabla donde se incluyen el nombre, peso y posición de cada uno de los elementos que constituyen la embarcación.

Nombre		Superficie (m ²)	Densidad (kg/m ²)	Masa total (kg)	Xpp (m)	Xpr (m)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Sección 1	Cubierta	0,436	3,574	1,556	17,486	18,280	17,780	0,000	1,500
	costado	2,856	4,602	13,141	17,486	18,280	17,884	0,000	0,780
Sección 2	Cubierta	0,960	3,574	3,431	16,691	17,486	17,060	0,000	1,470
	costado	3,209	4,602	14,766	16,691	17,486	17,090	0,000	0,590
Sección 3	Cubierta	1,418	3,574	5,066	15,896	16,691	16,290	0,000	1,440
	costado	2,842	4,602	13,079	15,896	16,691	16,310	0,000	0,630
	fondo	0,814	5,002	4,070	15,896	16,691	16,209	0,000	-0,022
Sección 4	Cubierta	1,850	3,574	6,612	15,101	15,896	15,483	0,000	1,413
	costado	2,607	4,602	11,997	15,101	15,896	15,501	0,000	0,652
	fondo	1,448	5,002	7,242	15,101	15,896	15,447	0,000	0,052
Sección 5	Cubierta	2,253	3,574	8,050	14,306	15,101	14,692	0,000	1,383
	costado	2,165	4,602	9,961	14,306	15,101	14,715	0,000	0,726
	fondo	1,890	5,002	9,454	14,306	15,101	14,688	0,000	-0,076
Sección 6	Cubierta	2,608	3,574	9,321	13,511	14,306	13,900	0,000	1,356
	costado	2,432	4,602	11,193	13,511	14,306	13,910	0,000	0,636
	fondo	2,272	5,002	11,363	13,511	14,306	13,898	0,000	-0,096
Sección 7	Cubierta	2,923	3,574	10,445	12,716	13,511	13,107	0,000	1,332
	costado	2,380	4,602	10,950	12,716	13,511	13,115	0,000	0,623
	fondo	2,586	5,002	12,936	12,716	13,511	13,107	0,000	-0,113
Sección 8	Cubierta	3,199	3,574	11,434	11,921	12,716	13,314	0,000	1,309
	costado	2,336	4,602	10,752	11,921	12,716	12,320	0,000	0,612
	fondo	2,849	5,002	14,250	11,921	12,716	12,313	0,000	-0,126
Sección 9	Cubierta	3,439	3,574	12,290	11,126	11,921	11,520	0,000	1,286
	costado	2,297	4,602	10,572	11,126	11,921	11,525	0,000	0,598
	fondo	3,070	5,002	15,358	11,126	11,921	11,519	0,000	-0,138
Sección 10	Cubierta	3,646	3,574	13,032	10,331	11,126	10,726	0,000	1,263
	costado	2,266	4,602	10,430	10,331	11,126	10,730	0,000	0,583
	fondo	3,254	5,002	16,275	10,331	11,126	10,726	0,000	-0,147
Sección 11	Cubierta	3,825	3,574	13,669	9,536	10,331	9,932	0,000	1,241
	costado	2,235	4,602	10,287	9,536	10,331	9,935	0,000	0,567
	fondo	3,398	5,002	16,998	9,536	10,331	9,932	0,000	-0,154
Sección 12	Cubierta	3,978	3,574	14,216	8,741	9,536	9,136	0,000	1,221
	costado	2,219	4,602	10,213	8,741	9,536	9,140	0,000	0,550
	fondo	3,500	5,002	17,507	8,741	9,536	9,138	0,000	-0,159
Sección 13	Cubierta	4,110	3,574	14,689	7,946	8,741	8,343	0,000	1,202
	costado	2,204	4,602	10,144	7,946	8,741	8,346	0,000	0,534
	fondo	3,579	5,002	17,903	7,946	8,741	8,344	0,000	-0,163
Sección 14	Cubierta	4,240	3,574	15,154	7,151	7,946	7,547	0,000	1,181
	costado	2,188	4,602	10,070	7,151	7,946	7,555	0,000	0,514
	fondo	3,641	5,002	18,212	7,151	7,946	7,549	0,000	-0,164
Sección 15	Cabina	1,538	3,574	5,495	6,356	7,151	6,669	0,000	1,347
	Cubierta	2,991	3,574	10,691	6,356	7,151	6,788	0,000	1,163

	costado	2,182	4,602	10,042	6,356	7,151	6,755	0,000	0,508
	fondo	3,678	5,002	18,399	6,356	7,151	6,755	0,000	-0,164
Sección 16	Cabina	2,573	3,574	9,197	5,561	6,356	5,945	0,000	1,506
	Cubierta	2,202	3,574	7,869	5,561	6,356	5,973	0,000	1,144
	costado	2,192	4,602	10,089	5,561	6,356	5,960	0,000	0,494
	fondo	3,696	5,002	18,485	5,561	6,356	5,960	0,000	-0,160
Sección 17	Cabina	3,085	3,574	11,027	4,766	5,561	5,156	0,000	1,602
	Cubierta	1,863	3,574	6,658	4,766	5,561	5,175	0,000	1,134
	costado	2,191	4,602	10,083	4,766	5,561	5,165	0,000	0,479
	fondo	3,691	5,002	18,463	4,766	5,561	5,166	0,000	-0,152
Sección 18	Cabina	3,478	3,574	12,431	3,971	4,766	4,364	0,000	1,665
	Cubierta	1,632	3,574	5,832	3,971	4,766	4,379	0,000	1,250
	costado	2,210	4,602	10,170	3,971	4,766	4,371	0,000	0,463
	fondo	3,660	5,002	18,306	3,971	4,766	4,372	0,000	-0,138
Sección 19	Cabina	2,377	3,574	8,495	3,176	3,971	3,698	0,000	1,649
	Cubierta	1,426	3,574	5,096	3,176	3,971	3,587	0,000	1,112
	costado	2,252	4,602	10,363	3,176	3,971	3,574	0,000	0,443
	fondo	3,588	5,002	17,949	3,176	3,971	3,578	0,000	-0,119
Sección 20	Cubierta	1,186	3,574	4,240	2,381	3,176	2,795	0,000	1,094
	costado	2,341	4,602	10,771	2,381	3,176	2,778	0,000	0,418
	fondo	3,459	5,002	17,301	2,381	3,176	2,784	0,000	-0,097
Sección 21	Cubierta	0,936	3,574	3,346	1,586	2,381	2,004	0,000	1,077
	costado	2,492	4,602	11,469	1,586	2,381	1,982	0,000	0,386
	fondo	3,263	5,002	16,322	1,586	2,381	1,991	0,000	-0,076
Sección 22	Cubierta	0,679	3,574	2,427	0,791	1,586	1,217	0,000	1,061
	costado	2,715	4,602	12,493	0,791	1,586	1,185	0,000	0,352
	fondo	2,993	5,002	14,969	0,791	1,586	1,198	0,000	-0,055
Sección 23	Cubierta	0,418	3,574	1,493	0,000	0,791	0,438	0,000	1,044
	costado	3,040	4,602	13,992	0,000	0,791	0,388	0,000	0,315
	fondo	2,617	5,002	13,088	0,000	0,791	0,409	0,000	-0,033
M1		2,032	3,408	6,925	16,641	16,641	16,641	0,000	0,821
M2		2,875	3,408	9,796	15,761	15,761	15,761	0,000	0,775
M3		4,455	3,408	15,183	14,275	14,275	14,275	0,000	0,669
M4		5,567	3,408	18,972	9,885	9,885	9,885	0,000	0,616
M5		3,968	3,408	13,522	8,459	8,459	8,459	0,000	0,536
M6		5,364	3,408	18,280	7,173	7,173	7,173	0,000	0,637
M7		7,584	3,408	25,845	4,168	4,168	4,168	0,000	0,802
M8		2,103	3,408	7,167	2,682	2,682	2,682	0,000	0,335
Longs. Fondo				39,316	0,000	18,200	9,729	0,000	-0,002
Longs. Cubierta				22,400	4,168	18,200	10,675	0,000	1,265
Bao 1				3,200	10,811	12,811	12,811	0,000	1,319
bao 2				3,200	11,348	11,348	11,348	0,000	1,284
bao 3				1,600	5,620	5,620	5,620	0,000	1,131

Cuaderna 1	3,190	12,810	12,810	12,810	0,000	0,794
Cuaderna 2	2,700	11,348	11,348	11,348	0,000	0,700
cuaderna 3	1,507	5,620	5,620	5,620	0,000	0,636
Cuaderna 4	0,603	1,302	1,302	1,302	0,000	0,611
varenga 1	5,060	12,811	12,811	12,811	0,000	0,023
varenga 2	5,460	11,348	11,348	11,348	0,000	0,000
varenga 3	8,094	5,620	5,620	5,620	0,000	-0,020
varenga 4	4,510	1,302	1,302	1,302	0,000	0,125
Subtotal	1021,666			8,626	0,000	0,518
Quilla	952,000	7,500	8,300	8,095	0,000	-1,773
Bulbo	3400,000	7,500	8,300	8,028	0,000	-4,296
Timones	25,000	0,010	0,480	0,239	0,000	-0,729
Subtotal	5398,666			8,117	0,000	-2,923
Mastil	217,043	8,39	8,72	8,462	0,000	15,376
Botavara	36,487	8,41	8,41	3,617	0,000	2,405
Outriggers	65,386	7,14	7,16	6,458	0,000	1,804
Vela mayor	70,000	8,41	8,41	4,617	0,000	14,486
Génova	50,000	8,41	8,41	11,009	0,000	9,921
Gennaker enrollado	40,000	8,41	8,41	14,251	0	15,241
velas estibadas	540,000	9,9	12,78	11,923	0,000	0,330
Obenque D1	3,838	7,033	7,033	7,033	0,000	14,404
Obenque D2	4,612	7,098	7,098	7,098	0,000	8,503
Obenques P2	2,074	5,684	5,684	5,684	0,000	1,731
winches central	11,800	3,78	3,78	3,780	1,422	1,047
wiches ext.	20,600	2,805	2,805	2,805	0,000	1,215
Winches int.	20,600	1,909	1,909	1,909	0,000	0,693
Subtotal	6481,106			8,379	0,003	-1,511
Motor	180,000	6,29	7,202	6,393	0,000	0,530
Bombas de achique	3,280	5,572	5,572	5,572	0,000	0,034
Potabilizadoras	30,800	4,38	4,38	4,380	0,000	0,490
Electrónica	15,000	6,32	6,32	6,320	0,000	0,700
Mesa de cartas	22,000	6,352	6,352	6,352	0,000	0,709
Balsa salvavidas	33,000	4,216	4,416	4,216	0,000	-0,005
Anclas	43,000	3,379	4,102	3,379	0,000	0,020
Piloto automático	10,300	0,656	0,656	0,656	0,000	0,045
Agua dulce emergencias	100,000	3,13	3,562	3,344	0,000	-0,102
Gasoil de emergencia	50,000	2,673	3,545	6,350	0,000	0,026
Baterías	214,500	3,556	4,168	3,904	0,000	0,030
sistema quilla pivotante	250,000	7,251	8,358	7,731	0,000	-0,060
Patrón	100,000	2,8	3,2	3,000	0,000	1,408
Subtotal	7532,986			7,946	0,002	-1,265
Viveres	50,000	4,03	6,787	5,396	2,247	0,905
Gasoil uso diario	348,500	4,218	5,714	4,960	0,000	-0,095

Tanque Lastre 1	0,000	1	2,664	1,923	-1,103	0,066
Tanque Lastre 2	0,000	1	2,664	1,923	1,103	0,066
Tanque Lastre 3	0,000	2,664	4,168	3,834	-1,279	0,041
Tanque Lastre 4	0,000	2,664	4,168	3,834	1,279	0,041
Tanque Lastre 5	0,000	4,17	7,161	6,071	-0,868	-0,112
Tanque Lastre 6	0,000	4,17	7,161	6,071	0,868	-0,112
Subtotal	7931,486			7,799	0,016	-1,200

Tabla 10.1. Cálculo del centro de gravedad

Como se aprecia el centro de gravedad varía con respecto al supuesto inicialmente para el cálculo de las exigencias de la normativa IMOCA, sin embargo se siguen cumpliendo con las normas de estabilidad mínimas: en el siguiente cuaderno se adjuntan las curvas de estabilidad donde se pueden apreciar estos cambios.

En la imagen siguiente se puede ver de forma gráfica dónde queda aproximadamente el centro de gravedad:

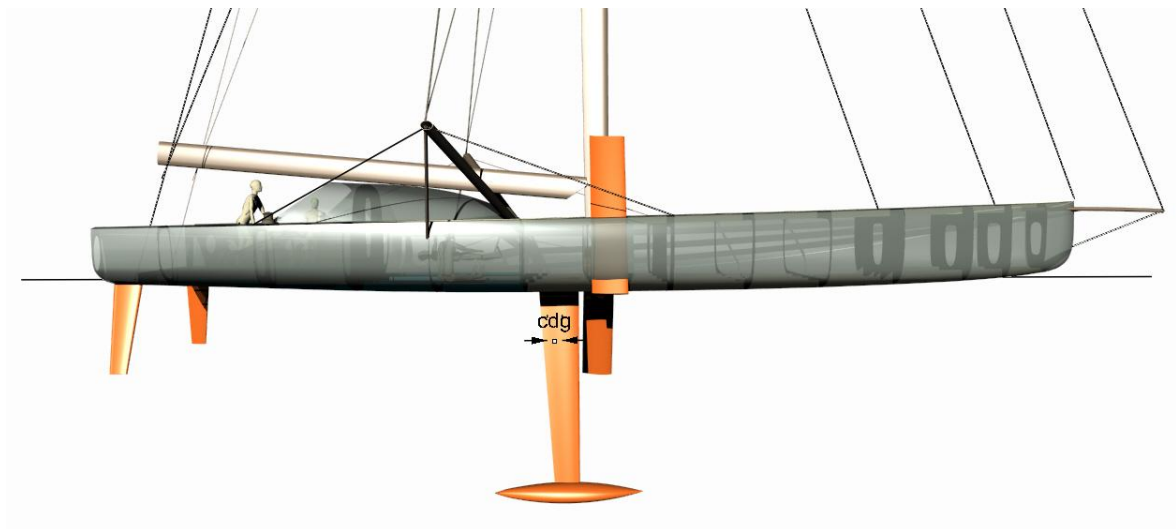


Fig. 10.1. Situación geométrica del centro de gravedad

Índice

1. Introducción	2
2. Situaciones de carga	2
3. Cálculos para cada situación de carga	7
3.1. Situación de carga 1: salida, adrizado	7
3.1.1. Hidrostáticas	7
3.1.2. Curvas de estabilidad	8
3.1.3. Resistencia longitudinal	8
3.2. Situación de carga 2: salida, con escora	10
3.2.1. Hidrostáticas	10
3.2.2. Curvas de estabilidad	11
3.2.3. Resistencia longitudinal	11
3.3. Situación de carga 3: llegada, adrizado	13
3.3.1. Hidrostáticas	13
3.3.2. Curvas de estabilidad	14
3.3.3. Resistencia longitudinal	14
3.4. Situación de carga 4: llegada, con escora	16
3.4.1. Hidrostáticas	16
3.4.2. Curvas de estabilidad	17
3.4.3. Resistencia longitudinal	17

1. Introducción

En este cuaderno se muestran las características hidrostáticas del barco en diferentes situaciones de carga. Como ya se ha comentado, estos veleros se diseñan para hacer circunnavegaciones sin escalas, además tienen tanques de lastre para mejorar la estabilidad por lo que se hace necesario realizar un estudio de la variación de las características hidrostáticas para diferentes situaciones de carga.

También se va a hacer un estudio de resistencia longitudinal donde intervienen la distribución de pesos, empujes, esfuerzos cortantes y momentos flectores a lo largo de toda la eslora.

Para realizar estos cálculos se va a recurrir al software *Maxsurf*, concretamente al módulo de estabilidad *Hidromax*. En él se va a introducir la geometría y los distintos pesos del barco, incluyendo sus centros de gravedad. Para ello y debido a que ya se ha hecho el escantillonado de la estructura se va a dividir el barco en 23 secciones transversales, midiendo en cada sección el peso de estructura que se tiene. Como peso continuo de estructura se entienden las planchas de cubierta, costados y fondo, además de los longitudinales de cubierta y de fondo.

Para realizar el cálculo de la estabilidad dinámica se introduce una ola sinusoidal de longitud la eslora en flotación y un metro de altura, de forma que el barco se encuentra en situación de arrufo.

2. Situaciones de carga

Para estudiar las situaciones de carga es necesario definir un criterio de navegación. Se va a suponer una vuelta al mundo sin escalas ni asistencia como la *Vendée Globe* con un tiempo estimado de navegación de 100 días. En cuanto al plano vélico se va a suponer que se está navegando de ceñida con la mayor izada sin rizos, el génova izado y el foque y el gennaker izados pero enrollados. Al no saber con exactitud el peso de cada vela se va a tomar una media de 70 kg cada vela. El reglamento IMOCA permite un máximo de 10 velas a bordo de modo que el total de peso de velas a bordo sería de 700 kg. Las velas que no encuentran izadas se suponen estibadas a popa del compartimento 3 y en barlovento.

En cuanto a las situaciones de carga se analizan cuatro: salida, llegada, barco adrizado y con escora.

- Condición de salida: se consideran todos los víveres, los pesos correspondientes a combustible y el agua dulce de emergencia.
- Condición de llegada se consideran un 5 % de estos pesos variables.

La necesidad de víveres a bordo se estima en 0.5 kg por persona. Estos víveres están liofilizados de modo que ocupan y pesan menos, además de durar más tiempo; estimando unos 100 días de regata en solitario hacen unos 50 kg.

En el cuaderno 11 se estima el combustible necesario para generar la energía necesaria para toda la regata: 348.5 kg. Los tanques de lastre ya se definieron en cuadernos anteriores.

Para las situaciones de escora los víveres se desplazan a barlovento mediante el sistema de estiba comentado en el cuaderno 3 así como las velas situadas a barlovento dentro del compartimento número 3. En cuanto a la quilla y el bulbo cambiarán sus centros de gravedad; considerándose la quilla inclinada 40°.

Se muestran como ejemplo en la siguiente tabla los pesos fijos y variables correspondientes a la situación de carga de salida con escora.

Nombre		Superficie (m ²)	Densidad (kg/m ²)	Masa total (kg)	Xpp (m)	Xpr (m)	Xg (m)	Yg (m)	Zg (m)
Sección 1	Cubierta	0,436	3,574	1,556	17,486	18,280	17,780	0,000	1,500
	costado	2,856	4,602	13,141	17,486	18,280	17,884	0,000	0,780
Sección 2	Cubierta	0,960	3,574	3,431	16,691	17,486	17,060	0,000	1,470
	costado	3,209	4,602	14,766	16,691	17,486	17,090	0,000	0,590
Sección 3	Cubierta	1,418	3,574	5,066	15,896	16,691	16,290	0,000	1,440
	costado	2,842	4,602	13,079	15,896	16,691	16,310	0,000	0,630
	fondo	0,814	5,002	4,070	15,896	16,691	16,209	0,000	-0,022
Sección 4	Cubierta	1,850	3,574	6,612	15,101	15,896	15,483	0,000	1,413
	costado	2,607	4,602	11,997	15,101	15,896	15,501	0,000	0,652
	fondo	1,448	5,002	7,242	15,101	15,896	15,447	0,000	0,052
Sección 5	Cubierta	2,253	3,574	8,050	14,306	15,101	14,692	0,000	1,383
	costado	2,165	4,602	9,961	14,306	15,101	14,715	0,000	0,726
	fondo	1,890	5,002	9,454	14,306	15,101	14,688	0,000	-0,076
Sección 6	Cubierta	2,608	3,574	9,321	13,511	14,306	13,900	0,000	1,356
	costado	2,432	4,602	11,193	13,511	14,306	13,910	0,000	0,636
	fondo	2,272	5,002	11,363	13,511	14,306	13,898	0,000	-0,096
Sección 7	Cubierta	2,923	3,574	10,445	12,716	13,511	13,107	0,000	1,332
	costado	2,380	4,602	10,950	12,716	13,511	13,115	0,000	0,623
	fondo	2,586	5,002	12,936	12,716	13,511	13,107	0,000	-0,113
Sección 8	Cubierta	3,199	3,574	11,434	11,921	12,716	13,314	0,000	1,309
	costado	2,336	4,602	10,752	11,921	12,716	12,320	0,000	0,612
	fondo	2,849	5,002	14,250	11,921	12,716	12,313	0,000	-0,126
Sección 9	Cubierta	3,439	3,574	12,290	11,126	11,921	11,520	0,000	1,286
	costado	2,297	4,602	10,572	11,126	11,921	11,525	0,000	0,598
	fondo	3,070	5,002	15,358	11,126	11,921	11,519	0,000	-0,138
Sección 10	Cubierta	3,646	3,574	13,032	10,331	11,126	10,726	0,000	1,263

	costado	2,266	4,602	10,430	10,331	11,126	10,730	0,000	0,583
	fondo	3,254	5,002	16,275	10,331	11,126	10,726	0,000	-0,147
Sección 11	Cubierta	3,825	3,574	13,669	9,536	10,331	9,932	0,000	1,241
	costado	2,235	4,602	10,287	9,536	10,331	9,935	0,000	0,567
	fondo	3,398	5,002	16,998	9,536	10,331	9,932	0,000	-0,154
Sección 12	Cubierta	3,978	3,574	14,216	8,741	9,536	9,136	0,000	1,221
	costado	2,219	4,602	10,213	8,741	9,536	9,140	0,000	0,550
	fondo	3,500	5,002	17,507	8,741	9,536	9,138	0,000	-0,159
Sección 13	Cubierta	4,110	3,574	14,689	7,946	8,741	8,343	0,000	1,202
	costado	2,204	4,602	10,144	7,946	8,741	8,346	0,000	0,534
	fondo	3,579	5,002	17,903	7,946	8,741	8,344	0,000	-0,163
Sección 14	Cubierta	4,240	3,574	15,154	7,151	7,946	7,547	0,000	1,181
	costado	2,188	4,602	10,070	7,151	7,946	7,555	0,000	0,514
	fondo	3,641	5,002	18,212	7,151	7,946	7,549	0,000	-0,164
Sección 15	Cabina	1,538	3,574	5,495	6,356	7,151	6,669	0,000	1,347
	Cubierta	2,991	3,574	10,691	6,356	7,151	6,788	0,000	1,163
	costado	2,182	4,602	10,042	6,356	7,151	6,755	0,000	0,508
	fondo	3,678	5,002	18,399	6,356	7,151	6,755	0,000	-0,164
Sección 16	Cabina	2,573	3,574	9,197	5,561	6,356	5,945	0,000	1,506
	Cubierta	2,202	3,574	7,869	5,561	6,356	5,973	0,000	1,144
	costado	2,192	4,602	10,089	5,561	6,356	5,960	0,000	0,494
	fondo	3,696	5,002	18,485	5,561	6,356	5,960	0,000	-0,160
Sección 17	Cabina	3,085	3,574	11,027	4,766	5,561	5,156	0,000	1,602
	Cubierta	1,863	3,574	6,658	4,766	5,561	5,175	0,000	1,134
	costado	2,191	4,602	10,083	4,766	5,561	5,165	0,000	0,479
	fondo	3,691	5,002	18,463	4,766	5,561	5,166	0,000	-0,152
Sección 18	Cabina	3,478	3,574	12,431	3,971	4,766	4,364	0,000	1,665
	Cubierta	1,632	3,574	5,832	3,971	4,766	4,379	0,000	1,250
	costado	2,210	4,602	10,170	3,971	4,766	4,371	0,000	0,463
	fondo	3,660	5,002	18,306	3,971	4,766	4,372	0,000	-0,138
Sección 19	Cabina	2,377	3,574	8,495	3,176	3,971	3,698	0,000	1,649
	Cubierta	1,426	3,574	5,096	3,176	3,971	3,587	0,000	1,112
	costado	2,252	4,602	10,363	3,176	3,971	3,574	0,000	0,443
	fondo	3,588	5,002	17,949	3,176	3,971	3,578	0,000	-0,119
Sección 20	Cubierta	1,186	3,574	4,240	2,381	3,176	2,795	0,000	1,094
	costado	2,341	4,602	10,771	2,381	3,176	2,778	0,000	0,418
	fondo	3,459	5,002	17,301	2,381	3,176	2,784	0,000	-0,097
Sección 21	Cubierta	0,936	3,574	3,346	1,586	2,381	2,004	0,000	1,077
	costado	2,492	4,602	11,469	1,586	2,381	1,982	0,000	0,386
	fondo	3,263	5,002	16,322	1,586	2,381	1,991	0,000	-0,076
Sección 22	Cubierta	0,679	3,574	2,427	0,791	1,586	1,217	0,000	1,061
	costado	2,715	4,602	12,493	0,791	1,586	1,185	0,000	0,352
	fondo	2,993	5,002	14,969	0,791	1,586	1,198	0,000	-0,055

Sección 23	Cubierta	0,418	3,574	1,493	0,000	0,791	0,438	0,000	1,044
	costado	3,040	4,602	13,992	0,000	0,791	0,388	0,000	0,315
	fondo	2,617	5,002	13,088	0,000	0,791	0,409	0,000	-0,033
M1		2,032	3,408	6,925	16,641	16,641	16,641	0,000	0,821
M2		2,875	3,408	9,796	15,761	15,761	15,761	0,000	0,775
M3		4,455	3,408	15,183	14,275	14,275	14,275	0,000	0,669
M4		5,567	3,408	18,972	9,885	9,885	9,885	0,000	0,616
M5		3,968	3,408	13,522	8,459	8,459	8,459	0,000	0,536
M6		5,364	3,408	18,280	7,173	7,173	7,173	0,000	0,637
M7		7,584	3,408	25,845	4,168	4,168	4,168	0,000	0,802
M8		2,103	3,408	7,167	2,682	2,682	2,682	0,000	0,335
Longs. Fondo				39,316	0,000	18,200	9,729	0,000	-0,002
Longs. Cubierta				22,400	4,168	18,200	10,675	0,000	1,265
Bao 1				3,200	10,811	12,811	12,811	0,000	1,319
bao 2				3,200	11,348	11,348	11,348	0,000	1,284
bao 3				1,600	5,620	5,620	5,620	0,000	1,131
Cuaderna 1				3,190	12,810	12,810	12,810	0,000	0,794
Cuaderna 2				2,700	11,348	11,348	11,348	0,000	0,700
cuaderna 3				1,507	5,620	5,620	5,620	0,000	0,636
Cuaderna 4				0,603	1,302	1,302	1,302	0,000	0,611
varenga 1				5,060	12,811	12,811	12,811	0,000	0,023
varenga 2				5,460	11,348	11,348	11,348	0,000	0,000
varenga 3				8,094	5,620	5,620	5,620	0,000	-0,020
varenga 4				4,510	1,302	1,302	1,302	0,000	0,125
Subtotal				1021,666			8,626	0,000	0,518
Quilla				952,000	7,500	8,300	8,095	1,041	-1,241
Bulbo				3400,000	7,500	8,300	8,028	2,764	-3,294
Timones				25,000	0,010	0,480	0,239	0,000	-0,729
Subtotal				5398,666			8,117	1,924	-2,199
Mastil				217,043	8,39	8,72	8,462	0,000	15,376
Botavara				36,487	8,41	8,41	3,617	0,000	2,405
Outriggers				65,386	7,14	7,16	6,458	0,000	1,804
Vela mayor				70,000	8,41	8,41	4,617	0,000	14,486
Génova				50,000	8,41	8,41	11,009	0,000	9,921
Gennaker enrollado				40,000	8,41	8,41	14,251	0	15,241
velas estibadas				540,000	9,9	12,78	10,570	0,000	0,330
Obenque D1				3,838	7,033	7,033	7,033	0,000	14,404
Obenque D2				4,612	7,098	7,098	7,098	0,000	8,503
Obenques P2				2,074	5,684	5,684	5,684	0,000	1,731
winches central				11,800	3,78	3,78	3,780	1,422	1,047
wiches ext.				20,600	2,805	2,805	2,805	0,000	1,215
Winches int.				20,600	1,909	1,909	1,909	0,000	0,693
Subtotal				6481,106			8,267	1,605	-0,907

Motor	180,000	6,29	7,202	6,393	0,000	0,530
Bombas de achique	3,280	5,572	5,572	5,572	0,000	0,034
Potabilizadoras	30,800	4,38	4,38	4,380	0,000	0,490
Electrónica	15,000	6,32	6,32	6,320	0,000	0,700
Mesa de cartas	22,000	6,352	6,352	6,352	0,000	0,709
Balsa salvavidas	33,000	4,216	4,416	4,216	0,000	-0,005
Anclas	43,000	3,379	4,102	3,379	0,000	0,020
Piloto automático	10,300	0,656	0,656	0,656	0,000	0,045
Agua dulce emergencias	100,000	3,13	3,562	3,344	0,000	-0,102
Gasol de emergencia	50,000	2,673	3,545	6,350	0,000	0,026
Baterías	214,500	3,556	4,168	3,904	0,000	0,030
sistema quilla pivotante	250,000	7,251	8,358	7,731	0,000	-0,060
Patrón	100,000	2,8	3,2	3,000	0,000	1,408
Subtotal	7532,986			7,849	1,381	-0,746
Víveres	50,000	4,03	6,787	5,300	2,041	0,905
Gasol uso diario	348,500	4,218	5,714	4,960	0,000	-0,095
Tanque Lastre 1	0,000	1	2,664	1,923	-1,103	0,066
Tanque Lastre 2	879,000	1	2,664	1,923	1,103	0,066
Tanque Lastre 3	0,000	2,664	4,168	3,834	-1,279	0,041
Tanque Lastre 4	690,000	2,664	4,168	3,834	1,279	0,041
Tanque Lastre 5	0,000	4,17	7,161	6,071	-0,868	-0,112
Tanque Lastre 6	671,000	4,17	7,161	6,071	0,868	-0,112
Subtotal	10171,486			6,836	1,272	-0,550

Tabla 11.1. Centro de gravedad en la situación de salida con escora

Las variaciones respecto a los datos mostrados en la tabla se darán únicamente en las últimas filas donde vienen dados los elementos variables.

3. Cálculo de las situaciones de carga

A continuación se muestra los resultados de cada situación de carga. En estos resultados se incluyen la curva estática y dinámica a grandes ángulos, las características en la posición de equilibrio y la distribución longitudinal de los pesos, empujes, esfuerzos cortantes y momentos flectores.

3.1. Situación de carga 1: salida, adrizado

En esta situación de carga se toma el barco recién salido de puerto, con los tanques de combustible llenos, todos los víveres a bordo y en crujía, la quilla vertical y los tanques de lastre vacíos.

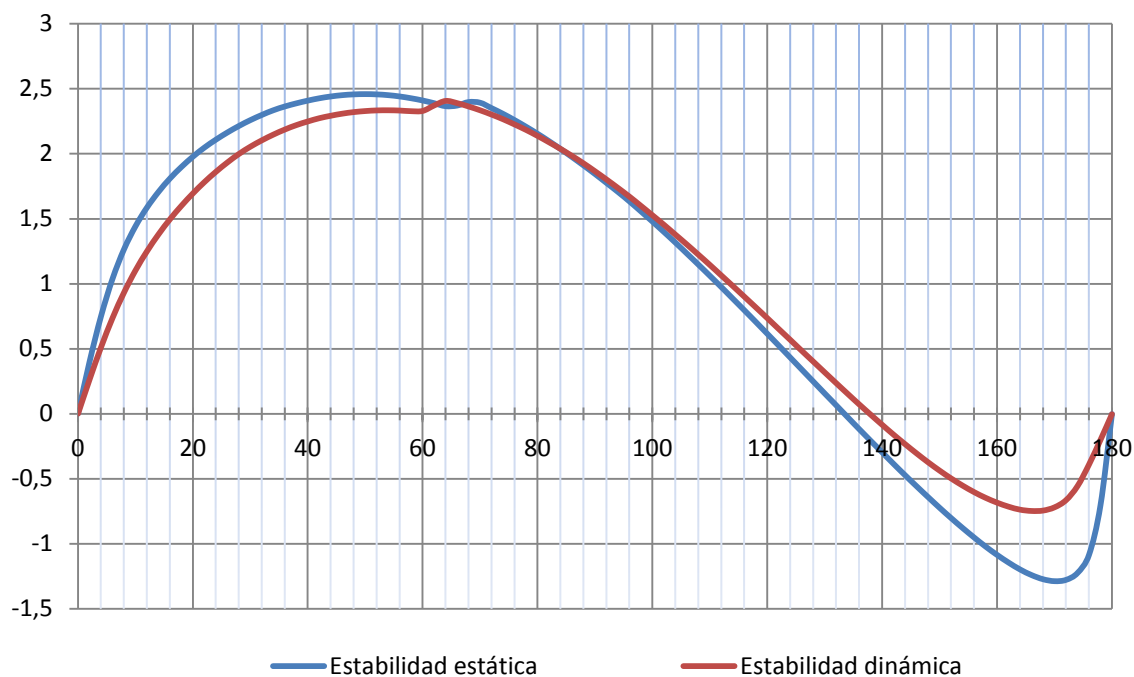
3.1.1 Hidrostáticas

Calado en la sección media	0,241	m
Desplazamiento	7931	kg
Escora a estribor	0	grados
Calado en la perpendicular de proa	0,238	m
Calado en la perpendicular de popa	0,243	m
Calado en el LCF	0,241	m
Trimado positivo a popa	0,005	m
Eslora de flotación	16,536	m
Manga en la flotación	4,567	m
Superficie mojada	77,096	m ²
Área de la flotación	61,322	m ²
Coeficiente prismático	0,424	
Coeficiente de bloque	0,024	
Coeficiente de la maestra	0,058	
Coeficiente de la flotación	0,812	
Posición del centro de carena	7,684	m
Posición del centro de flotación	7,444	m
KB	0,017	m
BMt	10,711	m
BML	143,716	m
GMt	11,685	m
GML	144,69	m
KMt	10,728	m
KML	143,733	m
Toneladas por cm de inmersión (TPC)	0,629	t/cm
Momento para trimar un cm (MTc)	0,691	t.m
RM a 1deg = GMt.Disp.sin(1)	1617,373	kg.m

Tabla 11.2. características hidrostáticas de la situación de carga 1

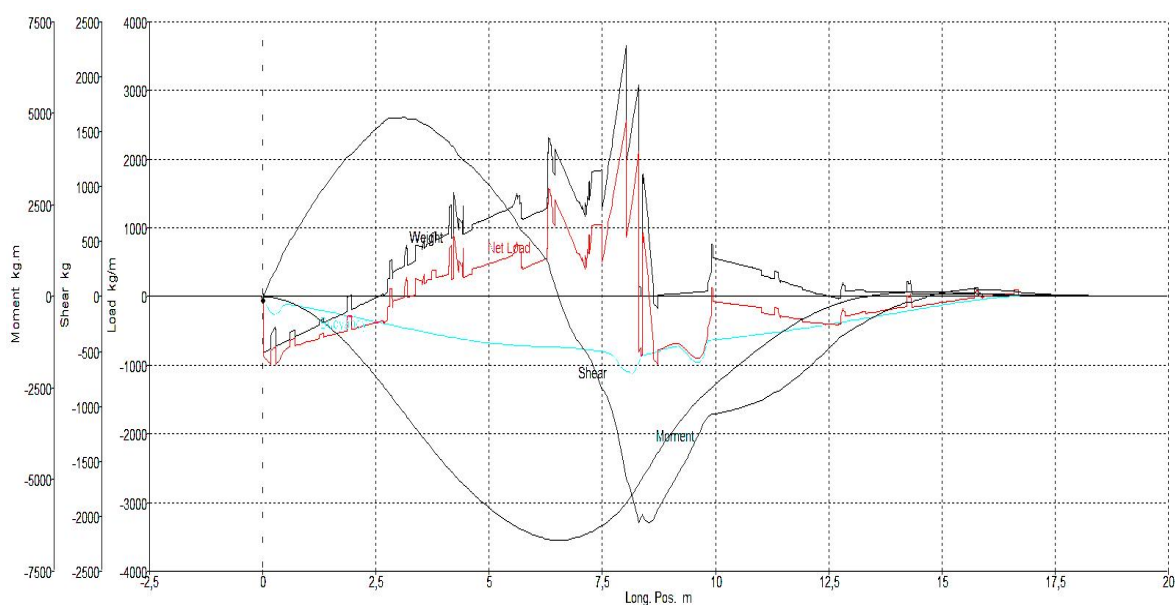
3.1.2. Curvas de estabilidad

Se calcula la estabilidad estática y dinámica, siendo esta última la correspondiente a una situación de arrufo sobre una ola senoidal de longitud la eslora en flotación y de altura 1 m.



Gráfica 11.1. Curvas de estabilidad en la situación de carga 1

3.1.3. Resistencia longitudinal



Gráfica 11.2. Curvas de resistencia longitudinal de la situación de carga 1

Los valores de la gráfica se muestran a continuación:

Nombre	Pos. Long. (m)	Empuje (kg/m)	Peso (Kg/m)	Carga neta (kg/m)	Esf. cortante (kg)	Momento flector (kg·m)
Sec. 23	0,762	135,301	-570,461	-705,763	610,682	-243,199
Sec. 22	1,524	231,671	-327,079	-558,75	1087,036	-897,32
Sec. 21	2,285	335,992	-83,829	-419,821	1439,293	-1865,946
Sec. 20	3,047	444,045	416,774	-27,271	1628,634	-3059,257
Sec. 19	3,809	550,964	937,679	386,715	1501,018	-4267,602
Sec. 18	4,571	637,453	954,09	316,637	1194,074	-5298,738
Sec. 17	5,333	696,668	1248,409	551,741	840,116	-6082,044
Sec. 16	6,094	730,005	1230,664	500,659	426,261	-6554,12
Sec. 15	6,856	750,466	1534	783,534	-337,438	-6605,611
Sec. 14	7,618	814,762	1888,728	1073,966	-931,218	-6141,674
Sec. 13	8,38	859,23	6,679	-852,551	-1992,826	-4968,901
Sec. 12	9,141	723,43	42,066	-681,365	-1637,581	-3526,687
Sec. 11	9,903	634,476	757,372	122,896	-1067,388	-2503,232
Sec. 10	10,665	579,041	446,259	-132,782	-996,595	-1711,498
Sec. 9	11,427	512,816	228,862	-283,954	-848,156	-1002,976
Sec. 8	12,189	438,256	55,091	-383,165	-594,728	-447,809
Sec. 7	12,95	357,013	85,791	-271,222	-318,88	-106,791
Sec. 6	13,712	270,804	68,41	-202,394	-140,325	65,785
Sec. 5	14,474	183,167	39,088	-144,079	-28,901	125,118
Sec. 4	15,236	100,866	39,17	-61,696	49,362	113,475
Sec. 3	15,998	29,717	32,832	3,115	61,545	66,799
Sec. 2	16,759	0	27,341	27,341	36,894	26,325
Sec. 1	17,521	0	23,644	23,644	16,645	6,068

Tabla 11.3. Valores de resistencia longitudinal de la situación de carga 1

3.2. Situación de carga 2: salida, con escora

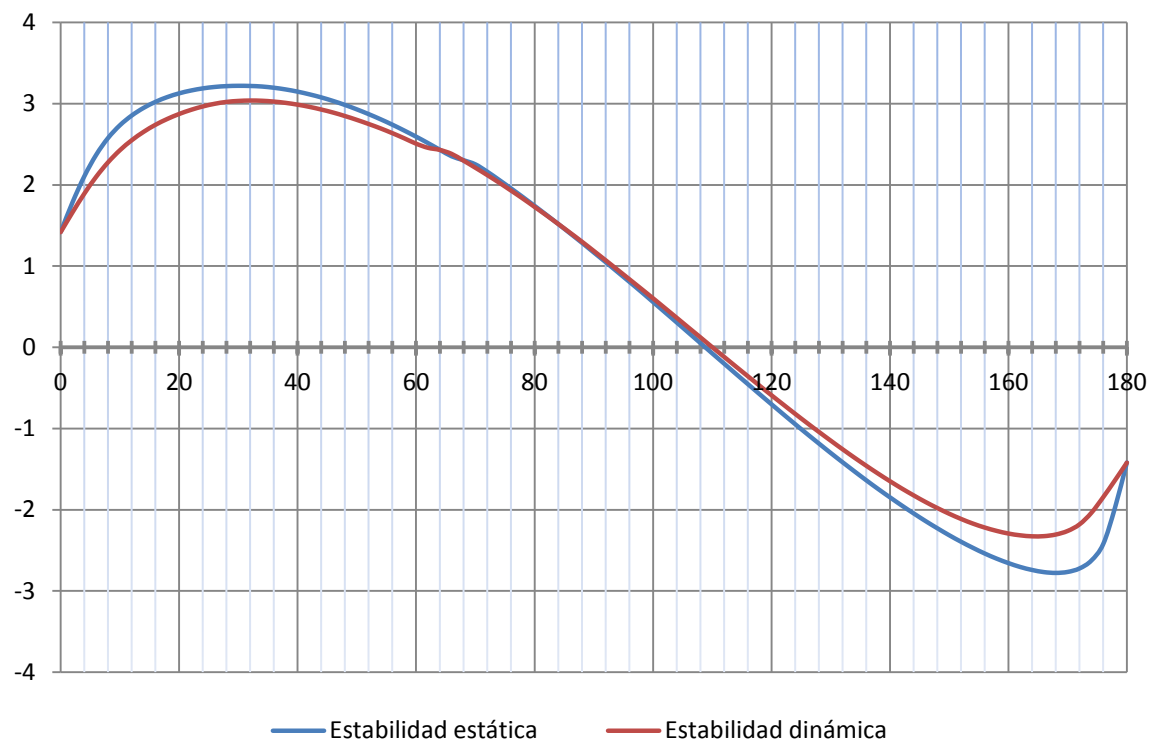
Para esta situación se consideran los tanques de estribor llenos y la quilla pivotada 40 grados a la misma banda. A su vez el tanque de consumo diario, el de agua dulce y los víveres están al 100%. Las velas se mueven a barlovento en el compartimento 3.

3.2.1 Hidrostáticas

Calado en la sección media	0,166 m
Despazamiento	10171 kg
Escora a estribor	9,9 grados
Calado en la perpendicular de proa	0,149 m
Calado en la perpendicular de popa	0,182 m
Calado en el LCF	0,168 m
Trimado positivo a popa	0,034 m
Eslora de flotación	16,372 m
Manga en la flotación	5,019 m
Superficie mojada	62,447 m ²
Area de la flotación	45,059 m ²
Coeficiente prismático	0,501
Coeficiente de bloque	0,042
Coeficiente de la maestra	0,088
Coeficiente de la flotación	0,792
Posición del centro de carena	6.664
Posición del centro de flotación	7.044 m
KB	-0,072 m
BMT	3,735 m
BML	78,779 m
GMt	4,224 m
GML	79,268 m
KMt	3,663 m
KML	78,707 m
Toneladas por cm de inmersión (TPc)	0,462 t/cm
Momento para trimar un cm (MTc)	0,486 t.m
RM a 1deg = GMt.Disp.sin(1)	749,818 kg.m
inclinación de la cubierta	9,9 grados
Ángulo de trimado (posit. A pp)	0,1 grados

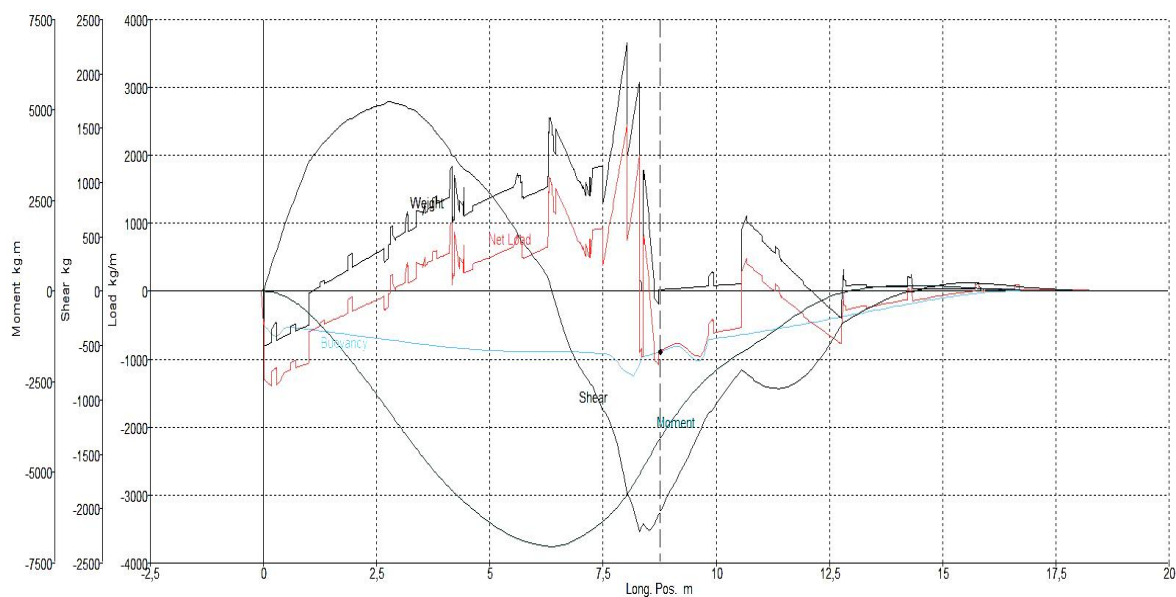
Tabla 11.4. Características hidrostáticas de la situación de carga 2

3.1.2. Curvas de estabilidad



Gráfica 11.3. Curvas de estabilidad en la situación de carga 2

3.2.3. Resistencia longitudinal



Gráfica 11.4. Curvas de resistencia longitudinal de la situación de carga 2

Nombre	Pos. Long. (m)	Empuje (kg/m)	Peso (Kg/m)	Carga neta (kg/m)	Esf. cortante (kg)	Momento flector (kgm)
Sec. 23	0,762	542,67	-570,461	-1113,131	931,159	-360,593
Sec. 22	1,524	606,546	177,6	-428,946	1451,735	-1300,049
Sec. 21	2,285	672,706	479,266	-193,44	1668,087	-2491,407
Sec. 20	3,047	739,066	834,834	95,768	1718,392	-3789,214
Sec. 19	3,809	803,175	1397,295	594,121	1464,108	-5014,529
Sec. 18	4,571	851,864	1162,372	310,509	1084,054	-5965,698
Sec. 17	5,333	879,892	1476,1	596,208	714,04	-6654,996
Sec. 16	6,094	887,785	1481,53	593,745	244,996	-7006,499
Sec. 15	6,856	887,893	1789,44	901,547	-598,901	-6884,599
Sec. 14	7,618	935,796	1888,728	952,932	-1167,491	-6209,817
Sec. 13	8,38	963,538	6,679	-956,859	-2143,683	-4885,368
Sec. 12	9,141	809,574	42,066	-767,508	-1716,16	-3351,959
Sec. 11	9,903	702,496	269,767	-432,73	-1092,072	-2285,386
Sec. 10	10,665	627,916	1032,113	404,196	-756,248	-1610,151
Sec. 9	11,427	542,951	468,482	-74,469	-892,668	-957,019
Sec. 8	12,189	450,89	-51,522	-502,412	-674,207	-335,736
Sec. 7	12,95	353,91	85,791	-268,12	-252,81	8,048
Sec. 6	13,712	255,144	68,41	-186,734	-82,17	135,159
Sec. 5	14,474	159,762	39,088	-120,674	13,571	157,878
Sec. 4	15,236	75,224	39,17	-36,053	72,26	122,942
Sec. 3	15,998	13,931	32,832	18,901	66,996	67,281
Sec. 2	16,759	0	27,341	27,341	37,859	26,198
Sec. 1	17,521	0	23,644	23,644	17,127	6,004

Tabla 11.5. Valores de resistencia longitudinal de la situación de carga 2

3.3. Situación de carga 3: llegada, adrizado

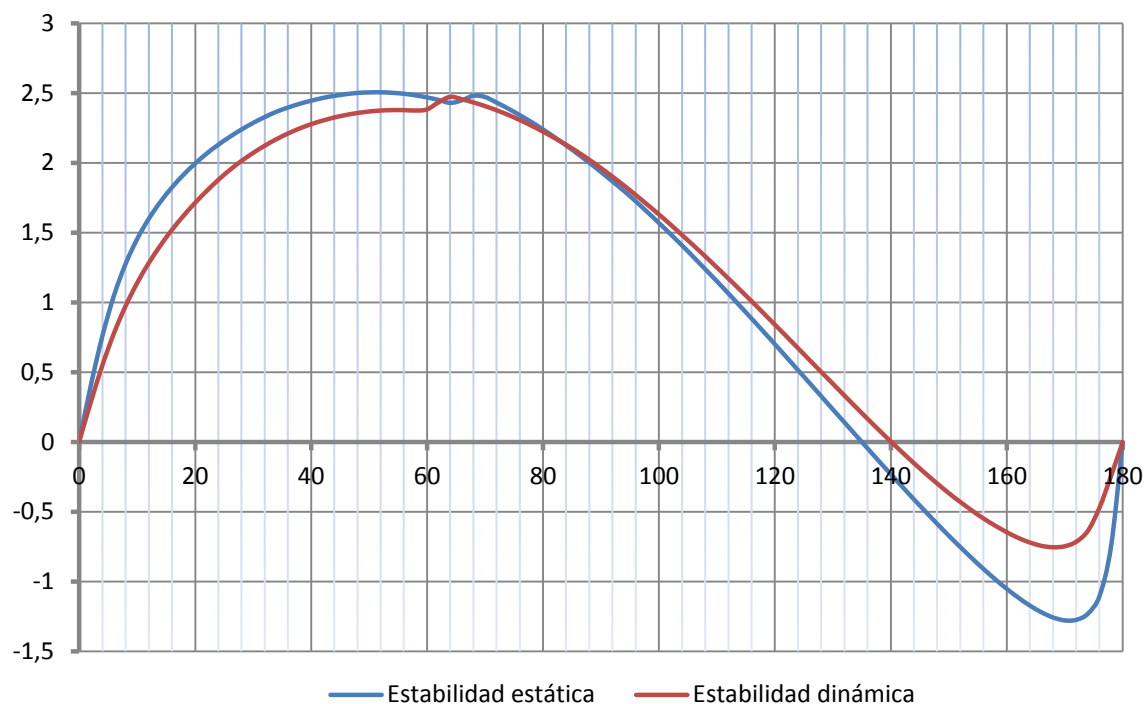
3.3.1 Hidrostáticas

En la llegada se suponen los consumibles al 5 %, la quilla se sitúa vertical, los tanques se suponen vacíos y las velas estivadas y en cruz.

Calado en la sección media	0,233	m
Despazamiento	7411	kg
Escora a estribor	0	grados
Calado en la perpendicular de proa	0,241	m
Calado en la perpendicular de popa	0,226	m
Calado en el LCF	0,233	m
Trimado positivo a popa	-0,015	m
Eslora de flotación	16,57	m
Manga en la flotación	4,498	m
Superficie mojada	75,406	m ²
Área de la flotación	59,731	m ²
Coeficiente prismático	0,408	
Coeficiente de bloque	0,023	
Coeficiente de la maestra	0,057	
Coeficiente de la flotación	0,801	
Posición del centro de carena	7.891	m
Posición del centro de flotación	7.594	m
KB	0,002	m
BMt	10,695	m
BML	147,174	m
GMt	11,74	m
GML	148,219	m
KMt	10,697	m
KML	147,176	m
Toneladas por cm de inmersión (TPc)	0,612	t/cm
Momento para trimar un cm (MTc)	0,662	t.m
RM a 1deg = GMt.Disp.sin(1)	1518,412	kg.m
inclinación de la cubierta	0,1	grados
Ángulo de trimado (posit. A pp)	-0,1	grados

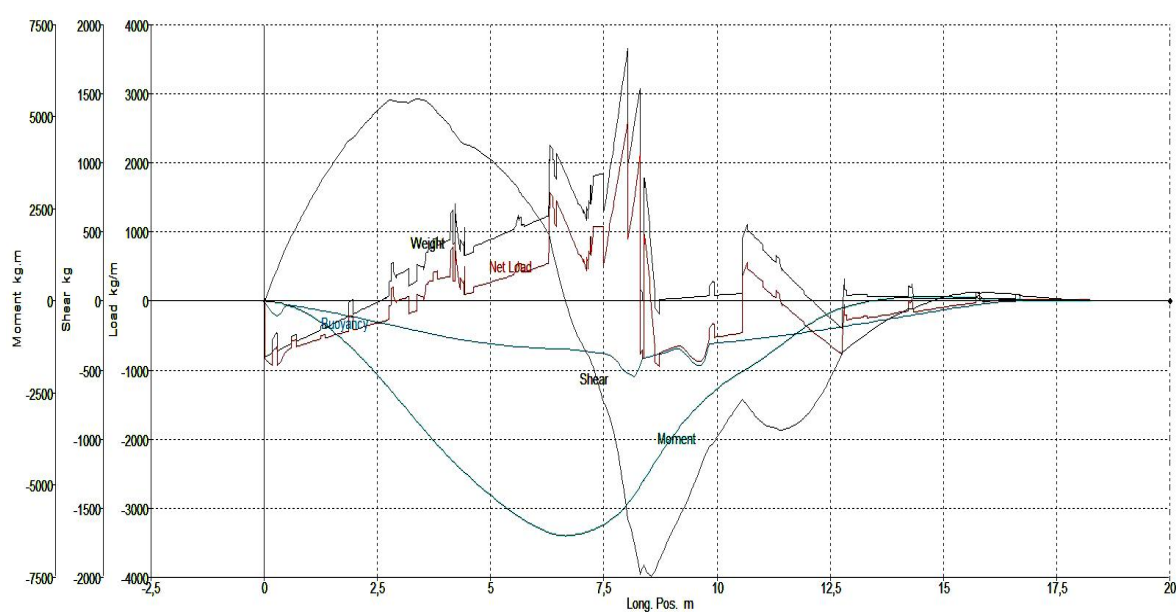
Tabla 11.6. Características hidrostáticas de la situación de carga 3

3.3.2. Curvas de estabilidad



Gráfica 11.5. Curvas de estabilidad en la situación de carga 3

3.3.3. Resistencia longitudinal



Gráfica 11.6. Curvas de resistencia longitudinal de la situación de carga 3

Nombre	Pos. Long. (m)	Empuje (kg/m)	Peso (Kg/m)	Carga neta (kg/m)	Esf. cortante (kg)	Momento flector (kgm)
Sec. 23	0,762	78,72	-570,461	-649,181	569,258	-227,312
Sec. 22	1,524	170,49	-327,079	-497,569	1000,494	-832,779
Sec. 21	2,285	273,251	-83,829	-357,081	1305,385	-1717,388
Sec. 20	3,047	381,884	412,85	30,966	1442,711	-2789,13
Sec. 19	3,809	491,023	920,063	429,04	1371,689	-3884,544
Sec. 18	4,571	580,995	699,714	118,718	1117,983	-4820,363
Sec. 17	5,333	644,432	985,646	341,214	919,553	-5604,261
Sec. 16	6,094	682,375	1185,197	502,822	583,259	-6182,12
Sec. 15	6,856	707,688	1534,901	827,213	-202,955	-6347,477
Sec. 14	7,618	776,967	1888,728	1111,761	-827,464	-5973,989
Sec. 13	8,38	826,496	6,679	-819,817	-1915,953	-4869,737
Sec. 12	9,141	695,796	42,066	-653,73	-1583,718	-3477,049
Sec. 11	9,903	611,93	269,767	-342,164	-1031,07	-2487,14
Sec. 10	10,665	561,503	1032,113	470,61	-754,584	-1838,535
Sec. 9	11,427	500,09	468,482	-31,608	-932,088	-1173,454
Sec. 8	12,189	430,007	-51,522	-481,529	-737,299	-515,277
Sec. 7	12,95	352,777	85,791	-266,986	-323,654	-122,377
Sec. 6	13,712	269,984	68,41	-201,574	-146,995	54,684
Sec. 5	14,474	184,969	39,088	-145,881	-35,153	119,017
Sec. 4	15,236	104,264	39,17	-65,094	45,147	111,378
Sec. 3	15,998	33,407	32,832	-0,575	60,12	66,796
Sec. 2	16,759	0	27,341	27,341	36,922	26,539
Sec. 1	17,521	0	23,644	23,644	16,659	6,175

Tabla 11.7. Valores de resistencia longitudinal de la situación de carga 3

3.4. Situación de carga 4: llegada, con escora

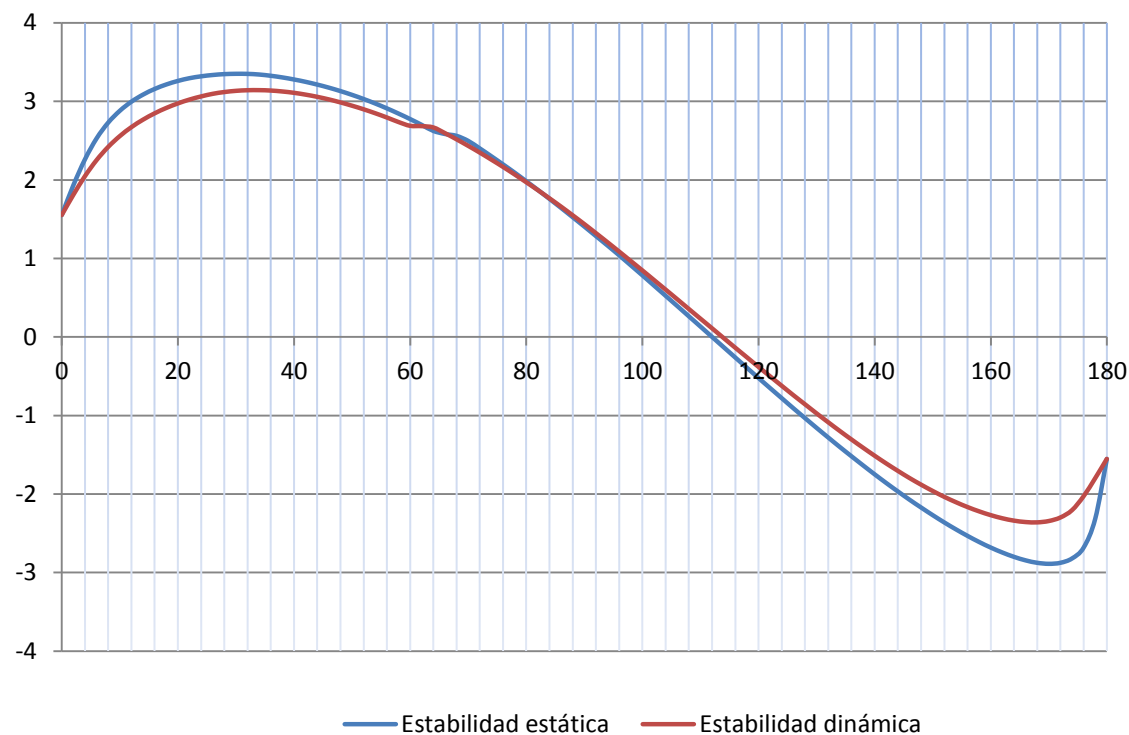
En esta consideración se consideran los mismos pesos que en la anterior pero desplazando la quilla a barlovento, junto con las velas y los tanques de lastre de esa misma banda llenos.

3.4.1 Hidrostáticas

Calado en la sección media	0,074	m
Despazamiento	7410	kg
Escora a estribor	12,7	grados
Calado en la perpendicular de proa	0,199	m
Calado en la perpendicular de popa	-0,05	m
Calado en el LCF	0,068	m
Trimado positivo a popa	-0,249	m
Eslora de flotación	16,922	m
Manga en la flotación	5,052	m
Superficie mojada	54,098	m ²
Área de la flotación	37,812	m ²
Coeficiente prismático	0,411	
Coeficiente de bloque	0,037	
Coeficiente de la maestra	0,091	
Coeficiente de la flotación	0,781	
Posición del centro de carena	88.156	m
Posición del centro de flotación	8.038	m
KB	-0,185	m
BMt	3,364	m
BML	94,339	m
GMt	4,014	m
GML	94,99	m
KMt	3,178	m
KML	94,153	m
Toneladas por cm de inmersión (TPc)	0,388	t/cm
Momento para trimar un cm (MTc)	0,424	t.m
RM a 1deg = GMt.Disp.sin(1)	519,145	kg.m
inclinación de la cubierta	12,7	grados
Ángulo de trimado (posit. A pp)	-0,9	grados

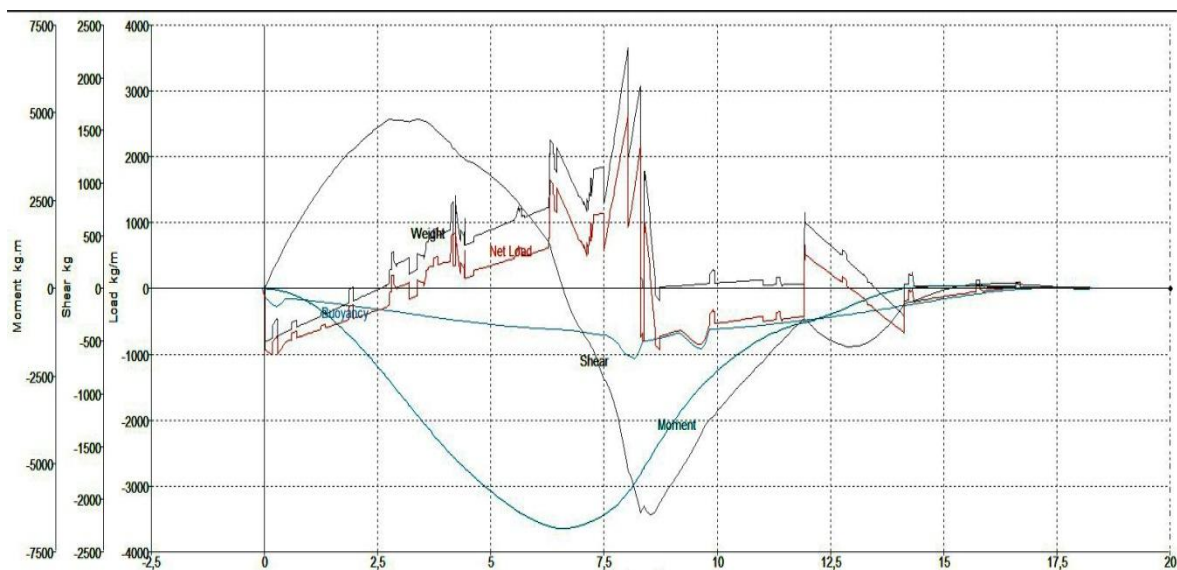
Tabla 11.8. Características hidrostáticas de la situación de carga 4

3.4.2. Curvas de estabilidad



Gráfica 11.7. Curvas de estabilidad en la situación de carga 4

3.4.3. Resistencia longitudinal



Gráfica 11.8. Curvas de resistencia longitudinal de la situación de carga 4

Nombre	Pos. Long. (m)	Empuje (kg/m)	Peso (Kg/m)	Carga neta (kg/m)	Esf. cortante (kg)	Momento flector (kgm)
Sec. 23	0,762	166,684	-570,461	-737,145	632,608	-247,046
Sec. 22	1,524	226,481	-327,079	-553,56	1118,989	-918,844
Sec. 21	2,285	293,753	-83,829	-377,582	1453,041	-1902,111
Sec. 20	3,047	366,841	412,85	46,008	1592,288	-3084,405
Sec. 19	3,809	443,072	920,063	476,991	1496,939	-4281,763
Sec. 18	4,571	511,802	699,714	187,912	1197,612	-5292,365
Sec. 17	5,333	567,12	985,646	418,526	942,559	-6111,52
Sec. 16	6,094	607,865	1185,197	577,332	547,749	-6680,309
Sec. 15	6,856	644,852	1534,901	890,049	-291,366	-6793,782
Sec. 14	7,618	732,12	1888,728	1156,607	-957,146	-6332,276
Sec. 13	8,38	799,532	6,679	-792,853	-2072,973	-5113,943
Sec. 12	9,141	684,496	42,066	-642,43	-1755,006	-3591,453
Sec. 11	9,903	615,821	269,767	-346,055	-1214,936	-2461,905
Sec. 10	10,665	577,405	117,773	-459,632	-840,925	-1676,171
Sec. 9	11,427	525,234	59,494	-465,739	-498,639	-1163,186
Sec. 8	12,189	461,679	846,027	384,348	-399,223	-876,574
Sec. 7	12,95	387,957	381,623	-6,333	-550,826	-494,405
Sec. 6	13,712	305,982	-141,11	-447,092	-379,879	-114,31
Sec. 5	14,474	219,469	39,088	-180,381	-94,156	43,652
Sec. 4	15,236	133,851	39,17	-94,681	10,727	74,933
Sec. 3	15,998	57,86	32,832	-25,028	46,028	52,111
Sec. 2	16,759	4,556	27,341	22,785	36,749	19,827
Sec. 1	17,521	0	23,644	23,644	16,724	2,827

Tabla 11.9. Valores de resistencia longitudinal de la situación de carga 4

Índice

1. Laminados	1
2. Mano de obra	1
3. Jarcia y arboladura	1
4. Velas	3
5. Cámara de máquinas y electricidad	3
6. Equipos	4
7. Coste total	5

1. Laminados

En este apartado se incluyen los costes derivados de laminar las diferentes partes de la embarcación. Incluyéndose el casco, refuerzos, cámaras de aire, tanques de lastre, etc.

Laminados		
Superficie	329	m ²
Coste medio	250	€/m ²
Coste total	82.265	€
Molde	40.000	€
Apéndices	25.000	€
Materiales consumibles	6.000	€
Total	153.844	€

Tabla 12.1. Costes de los laminados

2. Mano de obra

El tiempo estimado en la construcción de un IMOCA Open 60 es de unas 35.000 horas de trabajo por mano de obra altamente cualificada. Se estima el coste de esta mano de obra en 40 €/hora.

Mano de obra		
Coste	40	€/hora
Tiempo	35.000	horas
Total	1.400.000	€

Tabla 12.2. Costes de la mano de obra

3. Jarcia y arboladura

Cada parte de la arboladura tiene un proceso de fabricación diferente y muy especializado, es por ello que suelen ser piezas caras, más aun tratándose de materiales de última generación.

Jarcia y arboladura		
Palo	80000	€
Botavara	20000	€
Jarcia fija	15000	€
Jarcia de labor	7000	€
Total	122000	€

Tabla 12.3. Costes de la arboladura

4. Velas

La normativa IMOCA limita el número de velas a bordo a diez. Hay muchas combinaciones posibles y va a depender en gran medida de las preferencias del patrón o de su equipo técnico. Además es normal que muchos de los participantes investiguen y desarrollen un determinado tipo de vela por lo que los precios y cantidades pueden variar del expuesto en el siguiente cuadro.

Superficie vélica				
Vela	Cantidad	coste	coste total	
Mayor	1	30000	30.000	€
Tormentín	1	10000	10.000	€
Foque	2	14000	28.000	€
Génova	1	18000	18.000	€
Código cero	2	20000	40.000	€
Gennaker	3	24000	72.000	€
Total			198.000	€

Tabla 12.4. Costes de las velas

5. Cámara de máquinas y electricidad

Cámara de máquinas				
Elemento	Cantidad	Coste	coste total	
Motor	12500	1	12.500	€
Baterías de servicio	3115	10	31.150	€
Batería de arranque	2500	1	2.500	€
regulador de carga	280	1	280	€
Hydrogenerador	6000	2	12.000	€
Total			58.430	€

Tabla 12.5. Costes de la cámara de máquinas

6. Equipos

Equipos				
B&G				
Corredera	1	300	300	€
Veleta	2	2.700	5.400	€
Compás	1	3.000	3.000	€
Wave Technology processor	1	9.000	9.000	€
Software	1	2.000	2.000	€
células de carga	4	1500	6.000	€
Piloto automático	1	15.000	15.000	€
Subtotal			40.700	€
Comunicaciones				
Inmarsat	1	1.470	1.470	€
Iridium	1	1.250	1.250	€
GPS	2	300	600	€
radar	1	2.000	2.000	€
VHF fijo	1	760	760	€
VHF portátil	2	170	340	€
Compás magnético	1	100	100	€
Luces de navegación	5	80	400	€
Navtex	1	600	600	€
Subtotal			7.520	€
Seguridad				
Balsa salvavidas	1	3.000	3.000	€
Boba achique eléctrica	2	60	120	€
potabilizadora	2	5.000	10.000	€
Chalecos	2	160	320	€
extintores	2	300	600	€
Luces interior	4	45	180	€
fondeo	2	800	1.600	€
líneas de vida	2	150	300	€
linternas	5	70	350	€
Subtotal			16.470	€
Otros				
Sistema de la quilla	1	7.000	7.000	€
Bomba de lastre	2	400	800	€
Winches	5	2.500	12.500	€
pedestal	1	5.000	5.000	€
Cabos, mordazas, poleas, etc			20.000	€
Subtotal			45.300	€
Total			109.990	€

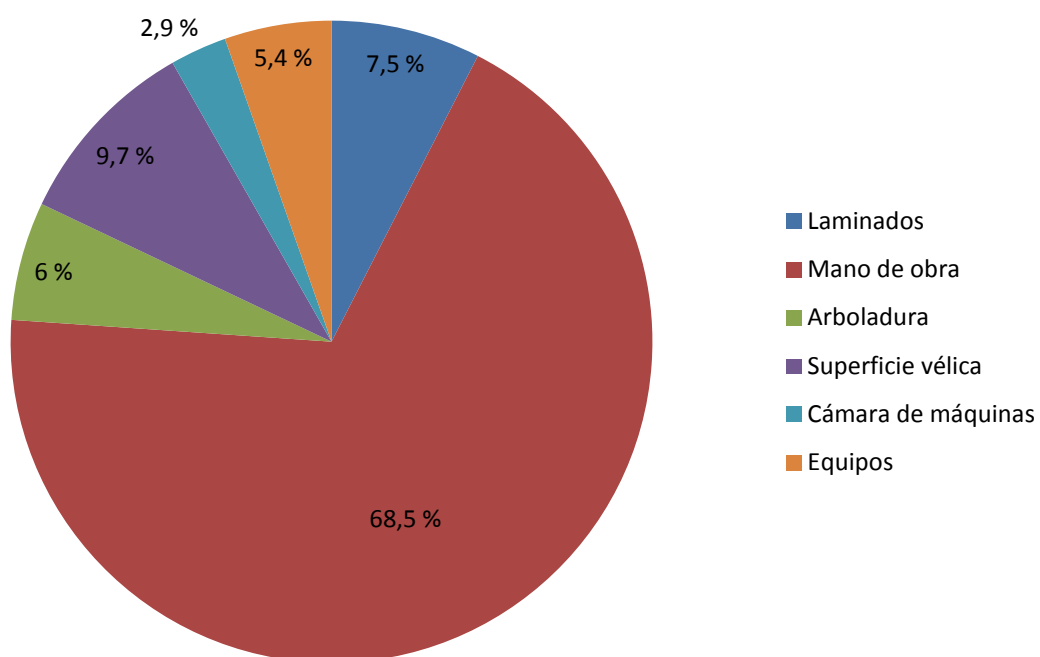
Tabla 12.6. Costes de los equipos

7. Coste total

Coste Total		
Laminados	153.844	€
Mano de obra	1.400.000	€
Arboladura	122.000	€
Superficie vélica	198.000	€
Cámara de máquinas	58.430	€
Equipos	109.990	€
Total	2.042.264	€

Tabla 12.7. Coste total

Coste IMOCA Open 60



Gráfica 12.1. Resumen de los costes